



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A  
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND  
ROBOTICS

# KONSTRUKČNÍ NÁVRH JEDNOÚČELOVÉHO STROJE NA LISOVÁNÍ VALIVÝCH LOŽISEK DO KLADKOVNIC

DESIGN OF SINGLE-PURPOSE MACHINE FOR PRESSING BEARINGS IN PULLEYS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MICHAL ROUPEC

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. FRANTIŠEK BRADÁČ, Ph.D.

BRNO 2013



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2012/2013

## **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

student(ka): Bc. Michal Roupec

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

**Konstrukční návrh jednoúčelového stroje na lisování valivých ložisek do kladkovnic**

v anglickém jazyce:

**Design of single-purpose machine for pressing bearings in pulleys**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte úpravy stávajícího konstrukce jednoúčelového stroje na lisování valivých ložisek do kladkovnic za účelem zvýšení jeho technických parametrů.

Cíle diplomové práce:

1. Proved'te zhodnocení stávajícího stavu zařízení vzhledem k definovaným požadavkům.
2. Proved'te konstrukční návrh úprav stávajícího stavu pro dosažení nově definovaných parametrů zařízení.
3. Alternativně navrhňte novou koncepci zařízení.
4. Vytvořte 3D model úprav a nové koncepce zařízení.
5. Vytvořte vybrané výrobní výkresy komponent zařízení.
6. Proved'te základní výpočty navrhované konstrukce.

Seznam odborné literatury:

- BORSKÝ, Václav. Základy stavby obráběcích strojů. 1. vyd. [s.l.] : [s.n.], 1986. 145 s. ISBN 55-600-86.
- [www.infozdroje.cz](http://www.infozdroje.cz)
- Marek, Jiří, MM Průmyslové spektrum: Konstrukce CNC obráběcích strojů. 2006. Speciální vydání. Dostupný z WWW: <[www.mmspektrum.com](http://www.mmspektrum.com)>. ISSN 1212-2572.

Vedoucí diplomové práce: Ing. František Bradáč, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 19.12.2012


L.S.

---

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 1
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## ABSTRAKT

Cílem této práce je navrhnout konstrukční úpravy jednoúčelového lisovacího stroje ve firmě Huisman Konstrukce, s.r.o. Lis je nefunkční a pro současné požadavky výroby málo výkonný.

Úpravami se rozumí zhodnotit současný poruchový stav, zjistit jaké jsou současné požadavky na jeho výkon a následně navrhnout co nejjednodušší úpravy. Veškeré úpravy jsou ověřeny výpočtem a změny jsou zaneseny ve výrobní dokumentaci.

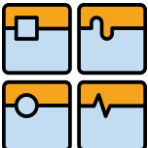
Alternativně byly zváženy i jiné varianty konstrukce lisu za účelem jeho větší využitelnosti a automatickosti.

## ABSTRACT

Purpose of this thesis is to make constructional modification of single-purpose pressing machine for Huisman Konstrukce, s.r.o. company. Present machine is non-operational and not enough powerful for present requests of workshop.

Intended modifications are to describe present condition of machine, find present requirements and design simple modifications. All modifications are checked by calculations and sketched in shop drawings.

There were also made alternative options of modification to show machine more versatile and automatic.


	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 2
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## KLÍČOVÁ SLOVA

Lis, lisování, ložisko, kladkovnice, jednoúčelový stroj, rám, konstrukce, hydraulický válec, hydraulické rozvody.

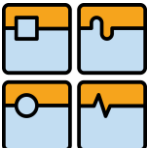
## KEYWORDS

Pressing machine, pressing, bearing, sheave, single-purpose, frame, construction, hydraulic cylinder, hydraulic piping.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ROUPEC, M. *Konstrukční návrh jednoúčelového stroje na lisování valivých ložisek do kladkovic*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 42 s. Vedoucí diplomové práce Ing. František Bradáč, Ph.D.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 4
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## PROHLÁŠENÍ

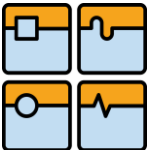
---

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „*Konstrukční návrh jednoúčelového stroje na lisování valivých ložisek do kladkovic*“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

24. května 2013

.....  
Michal Roupec




	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji Ing. Františku Bradáčovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při psaní diplomové práce, děkuji rodičům a rodině za jejich podporu po celou dobu mého studia. Děkuji kolegům ve firmě Huisman Konstrukce, kteří mi umožnili vypracování této práce. Stejně tak děkuji všem, kteří mě podporovali a motivovali při psaní.

## OBSAH

1	ÚVOD.....	7
2	TEORIE.....	8
3	STÁVAJÍCÍ LIS.....	10
3.1	KONSTRUKCE.....	10
3.2	FUNKCE.....	12
4	VÝPOČTY NOVÉ KONSTRUKCE .....	13
4.1	GEOMETRIE .....	13
4.2	VÝPOČET TLAKU NA STYČNÉ PLOŠE LOŽISKA A DOMKU .....	14
4.3	VÝPOČET LISOVACÍ SÍLY .....	15
4.4	EXPERIMENTÁLNĚ ZJIŠTĚNÁ SÍLA .....	15
5	KONTROLA RÁMU LISU .....	16
5.1	KONTROLA POMOCÍ OHYBU PRUTU .....	16
5.2	KONTROLA POMOCÍ MKP .....	20
5.3	POROVNÁNÍ .....	21
6	VÝBĚR HYDRAULICKÉHO VÁLCE .....	22
7	KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY.....	23
7.1	ÚPRAVA RÁMU LISU .....	23
7.2	ROZBOR ZATÍŽENÍ VÁLCE A LOŽISKA .....	26
7.3	ÚPRAVA UCHYCENÍ HYDRAULICKÉHO VÁLCE.....	28
7.4	ÚPRAVA ČEPU STAVĚCÍ TYČE .....	29
8	HYDRAULICKÉ A ELEKTRICKÉ ROZVODY .....	31
8.1	HYDRAULICKÉ ROZVODY .....	31
8.2	ELEKTRICKÉ ROZVODY.....	32
9	TABULKA PARAMETRŮ.....	33
10	ALTERNATIVNÍ KONSTRUKCE .....	34
10.1	VARIANTA 1.....	34
10.2	VARIANTA 2.....	35
10.3	VARIANTA 3.....	36
10.4	VARIANTA 4.....	37
11	ZÁVĚR .....	40
12	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....	40
13	SEZNAM VELIČIN .....	41
14	SEZNAM PŘÍLOH.....	42

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 7
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## 1 ÚVOD

Firma Huisman Konstrukce s.r.o., pro kterou je tato práce zpracovávána, se zabývá výrobou námořní zdvihací techniky, systémů pro pokládku potrubí na mořské dno a návrhem a stavbou kompletních vrtných souprav pro pozemní i námořní použití. Běžně jsou v těchto zařízeních, zvláště jeřábech, používány velké kladkovnice. Pro zalisovávání ložisek do kladkownic menších průměrů je používán jednoúčelový lisovací stroj. Větší ložiska jsou instalována jinou technologií (chlazena kapalným dusíkem a kladkovnice je předehřívána).

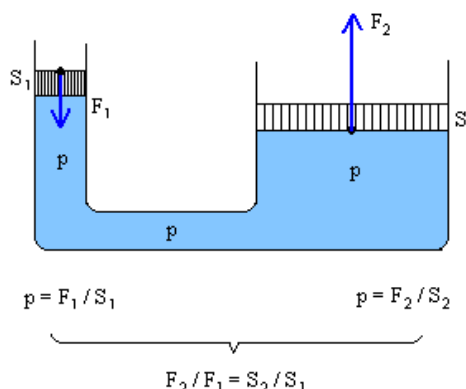
Současný stroj na zalisovávání je nefunkční z důvodu poruchy hydraulického válce. Zároveň je stroj nedostatečně výkonný pro lisování ložisek větších průměrů.

Požadavkem je vrátit stroji původní funkci a zvýšit výkon stroje při co nejmenších konstrukčních změnách, tj. zalisovávat ložiska do kladkownic do roztečného průměru 1280mm.

Základním tématem této práce je zhodnocení současného stavu rámu stroje, provedení základních výpočtů, návrh úprav a alternativní návrh koncepce stroje pro všestrannější využití.

## 2 TEORIE

Hydraulické lisy jsou v průmyslu používána strojní zařízení ke tváření či jinému zpracování polotovárů nebo určených k jiným operacím s výrobky. Mají své nezastupitelné místo v každém odvětví strojírenské výroby. Základním principem hydraulického lisu je využití Pascalova zákona o šíření tlaku v kapalinách. Píst působící silou na kapalinu vytváří v kapalině hydrostatický tlak, který se šíří a působí rovnoměrně ve všech směrech. Tento tlak pak působí na druhý píst o určité ploše. Síly, působící na písty, jsou pak ve stejném poměru jako obsahy ploch jednotlivých pístů. Jednoduchý hydraulický lis se skládá z rámu, obvykle svařeného ocelového nebo odlitého. Dále z beranu (smykadla), které je poháněno hydraulickým válcem (plunžrem). Zdrojem tlakové kapaliny bývá buď vnější přívod, nebo zabudovaný hydraulický agregát. Dále může být stroj vybaven akumulátorem tlakové energie. Pro práci obsluhy je nezbytné ovládání, případné vybavení osvětlením a zabezpečení pracovního prostoru stroje.



Obr. 01 – princip Pascalova zákona [9]

První hydraulické lisy pracovaly na vodě, teprve od počátku 20. století se v hydraulických mechanismech používá minerální olej.

Hydraulické lisy můžeme dělit podle:

Konstrukce stojanu:	se stojanem ve tvaru C s uzavřeným stojanem se sloupovým stojanem
Velikosti upínací plochy:	s jedním válcem se dvěma válci s více válci
Podle počtu operací:	tažné jednočinné dvojčinné trojčinné
Pohonu:	s přímým pohonem s nepřímým pohonem s akumulátorem s kombinovaným pohonem

Dnes se v průmyslových podnicích nachází velké množství nejrůznějších konstrukcí hydraulických lisů, a to jak univerzálních pro nejrůznější použití, tak speciálních: tažné, vytlačovací, pro zápusťkové kování, zakružovací, ohraňovací, vstřikovací lisy, postupové lisy, karosářské lisy, keramikářské, sklářské, vakové pro tváření nepravidelných tvarů plechu okolo šablony [1,2].

Mezi hlavní parametry lisovacího stroje dle [2] patří:

- Jmenovitá síla je největší možná síla, kterou může být lis zatěžován.
- Zpětná (odtahová) síla je síla, kterou se vrací výstupní člen hydraulického mechanismu (píst) do původní polohy. V případě plunžru jde o zpětnou sílu pomocných válců.
- Jmenovitá rychlost je rychlost pohybu výstupního členu, při které se dosáhne jmenovité síly.
- Největší/nejmenší otevření lisu je největší/nejmenší možná vzdálenost upínacích ploch beranu a stolu.
- Zdvih je největší možná dráha beranu (smykadla).
- Průchod je nejmenší vzdálenost vnitřních ploch sloupů nebo stěn stojanů v podélné nebo příčné ose lisu.
- Rozteč sloupů je vzdálenost os sloupů v podélném a příčném tvaru.
- Upínací plocha beranu (stolu) je plocha, která slouží pro upevnění nástrojů (většinou pomocí T-drážek v beranu a stolu lisu).

Dalšími parametry jsou celkové rozměry lisu, např. délka, výška nad/pod podlahou, šířka aj.

Na trhu je dnes nejrůznější množství lisů, používaných ve všech odvětvích průmyslu. Jsou používány buď jako bodové nebo jako plošné s několika válci pro rovnoměrné rozložení sil při lisování velkých plechů, např. v karosářském průmyslu. Mezi hlavní výrobce hydraulických lisů v ČR patří:

ŽDAS, a.s.

HŠV stroje, a.s.

DIEFENBACHER - CZ

STROZATECH, s.r.o.

První hanácká BOW

Strojimport, a.s.

### 3 STÁVAJÍCÍ LIS

#### 3.1 KONSTRUKCE

Lis je hydraulický jednosloupový tvaru C. Rám je svařovaný z ocelových plechů. Boční stěny a plechy podepírající pracovní desku jsou z plechu  $t=15\text{mm}$ , přední a zadní stěny z plechu  $t=30\text{mm}$ . Pracovní deska je z plechu  $t=40\text{mm}$  a šikmá výztuha z plechu  $t=20\text{mm}$ . Pracovní deska má v ose válce kruhový otvor o průměru  $100\text{mm}$ , zabraňující přímému působení pístu na pracovní desku stolu.

Vevařená trubka  $\phi 219.1 \times 25$  je obrobena na vnitřní průměr  $189\text{mm}$  a tudíž má stěnu  $t=15.1\text{mm}$ .

Čep stavěcí trubky má průměr  $d=50\text{mm}$ . Na trubce jsou navařeny oka pro pružiny, neboť původní hydraulický válec byl jednočinný a zpětný chod byl zajišťován těmito pružinami. Stavěcí trubka má na horní straně umístěno zdvihací oko.

Na konci hydraulického válce byl našroubován beran, jednak chránící samotný válec a rovněž umožňující uchycení vratných pružin. Řešení s pružinami se při použití v minulosti ukázalo jako nevhodné z důvodů pomalého vratného pohybu pístu.

Původní jednočinný hydraulický válec typu Lukas HP10/T600 je dnes sešrotován a už se nevyrábí. Vzhledem k tomu, že se jedná o starý typ, ke kterému není dostupná dokumentace tak nelze zjistit jeho přesné rozměry. Z výrobního štítku je znám maximální pracovní tlak  $p=450\text{kp/cm}^2$  ( $44.145\text{MPa}$ ). Podle stávajícího značení a dostupných schémat ve výkresové dokumentaci se jedná o teleskopický válec o jmenovité síle  $100\text{kN}$  na největším válci. Jednotlivé tři teleskopické válce byly v dokumentaci změřeny.

Na spodní straně lisu je umístěn hydraulický agregát a potrubí rozvádějící tlakovou kapalinu. Dle štítku je max. tlak agregátu  $100\text{bar}$  ( $10\text{MPa}$ ). Samotný agregát bude znovu přetestován a bude vyzkoušena jeho funkčnost.

$$d_{p1} := 46\text{mm}$$

$$d_{p2} := 75\text{mm}$$


$$d_{p3} := 112\text{mm}$$

Z tohoto můžeme vypočítat obsahy činných ploch:

$$S_{p1} := \frac{\pi \cdot d_{p1}^2}{4} = 1.662 \times 10^3 \text{ mm}^2 \quad (1)$$

$$S_{p2} := \frac{\pi \cdot d_{p2}^2}{4} = 4.418 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

$$S_{p3} := \frac{\pi \cdot d_{p3}^2}{4} = 9.852 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 11
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

A nakonec i sílu, kterou byl schopen válec vyvinout:

$$p := 10 \text{ MPa}$$

$$F_{p1} := p \cdot S_{p1} = 16.619 \text{ kN} \quad (2)$$

$$F_{p2} := p \cdot S_{p2} = 44.179 \text{ kN}$$

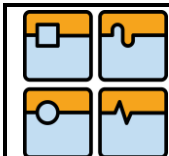
$$F_{p3} := p \cdot S_{p3} = 98.52 \text{ kN}$$

Lis tedy s největší pravděpodobností pracoval s maximální lisovací silou cca 100kN.

Zařízení je vybaveno běžným příslušenstvím, jako je světlo, dvoutlačítkový ovladač a manometr.

Veškeré vyráběné položky jsou vyrobeny z konstrukční oceli St.52-3N, Re=355MPa [10].

Některé pozdější úpravy bohužel nejsou v dostupné dokumentaci podchyceny. Jedná se o úpravu stavěcí tyče na horním konci tak, aby ji bylo možné zavěsit na jeřáb. Ta ale do stávajících úprav nijak nezasahuje. Kompletně chybí výkres elektro/hydro rozvodů a konzolí pro ně, stejně jako závěsná oka na bocích rámu pro manipulaci s celým lisem. Poloha závěsných ok je podstatná pro E/H rozvody a proto budou do nové dokumentace dokresleny, stejně jako ostatní změny.



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

## 3.2 FUNKCE

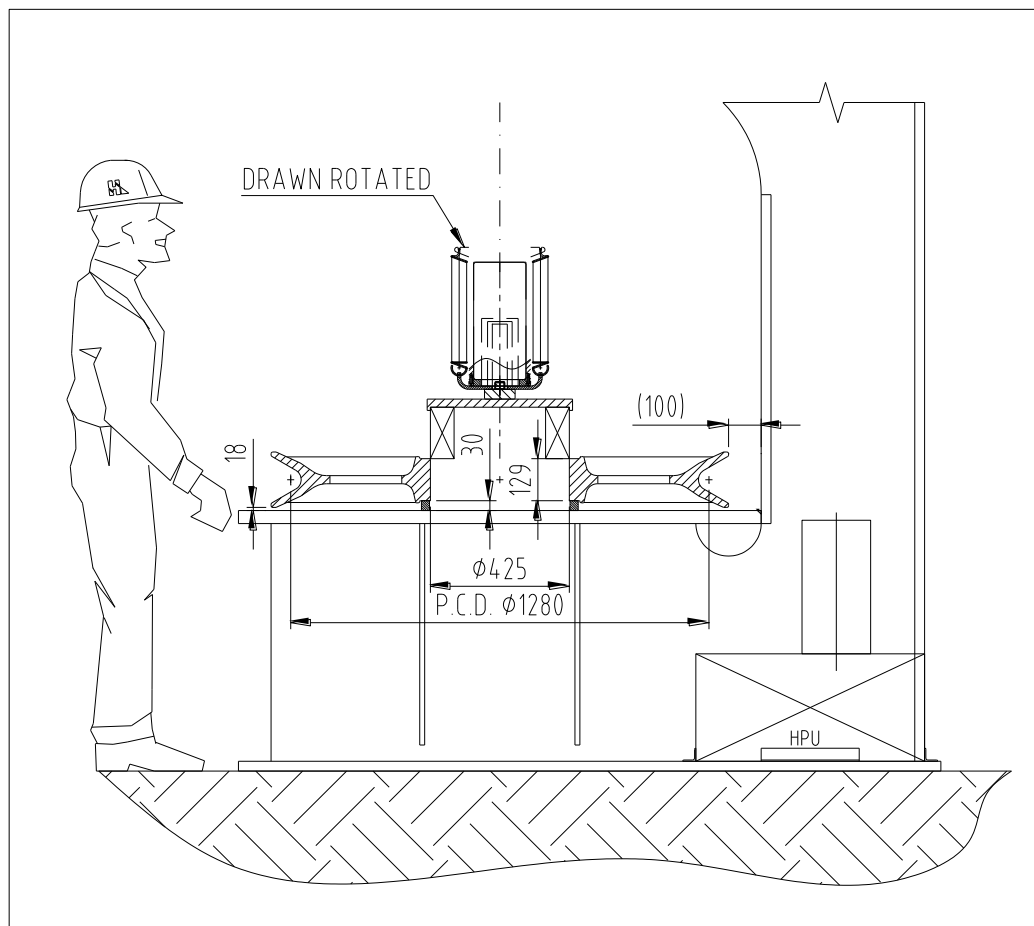
Práce s lisem probíhá tak, že kladkovnice je mostovými jeřáby položena do pracovního prostoru a ustavena. V místě domku pro ložisko je podložena kruhovou podložkou (tloušťka dle velikosti ložiska) tak, aby se kladkovnice opírala o domek a nikoliv o širší okraj drážky pro lano. Styčné plochy domku a ložiska menších kladkovnic jsou poté natřeny tukem, u větších je používán hydraulický olej. Na domek je následně položeno ložisko, ustaveno a přes podložku naklepnuto tak, aby rovnoměrně sedělo na náběžné hraně. Poté je na něj položena velká a hrubá kruhová podložka, která přenáší bodovou sílu z pístu na celé ložisko. Přes dvoutlačítkový ovladač je lis spuštěn do té doby, než je ložisko nalisováno ve správné pozici (má z obou stran krátký přesah).

Nedostatečný výkon stroje neumožňoval přímé lisování největších kladkovnic a proto byl používán přenosný hydraulický agregát a plunžr firmy Enerpac, který byl zapřen o rám stroje a zvětšoval sílu při lisování.

Přestavování je prováděno tak, že stavěcí trubka je zaháknuta za zdvihací oko na mostový jeřáb a lehce nadzdvížena. Poté je odejmuta pojistná pružina a čep vyražen kladivem. Jeřábem je trubka přestavena a čep naražen a znovu zajištěn.

Při navrhování stroje byla jako maximální používána kladkovnice o roztečném průměru 1364mm. Takovýto rozměr se dnes již nepoužívá a největší umístitelná kladkovnice do pracovního prostoru je o roztečném průměru 1280mm (průměr lana 64mm). Kladkovnice pro lano průměru 76mm je pro pracovní prostor již příliš velká.

Celá operace na stroji od začátku ustavování kladkovnice do pracovního prostoru trvá cca 20-40min podle velikosti ložiska. Lis je využíván zřídka, v průměru 1x denně.



Obr. 02 – Schéma zalisování ložiska kladkovnice



## 4 VÝPOČTY NOVÉ KONSTRUKCE

Síla, kterou bude rám zatěžován, je rovna síle potřebné k zalisování ložiska do kladkovnice. Podle dostupných firemních standardů lze zjistit, že největší možná kladkovnice umístitelná do pracovního prostoru stroje pro lano průměru 64mm má roztečný průměr 1280mm.

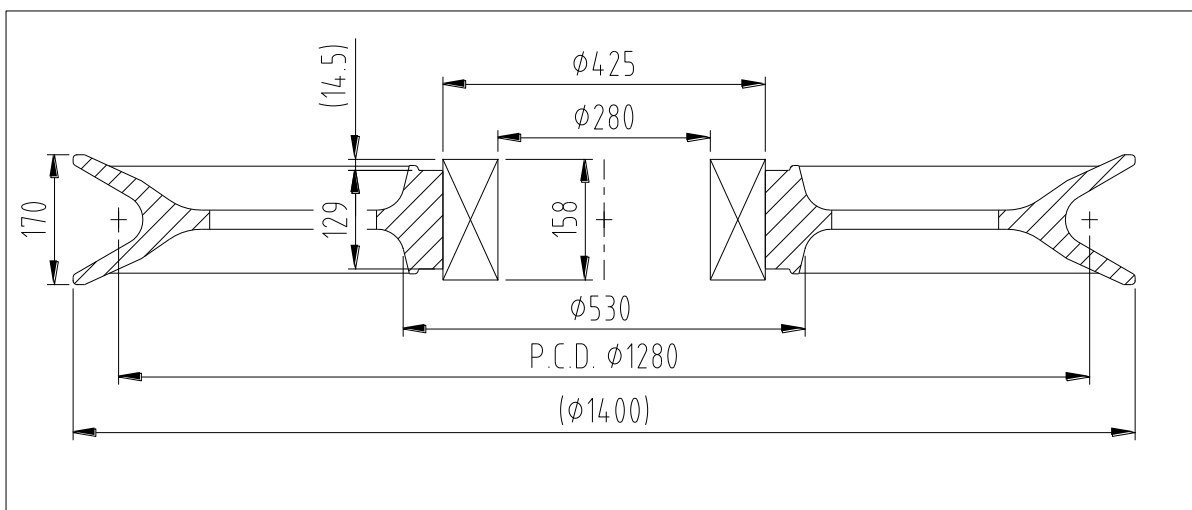
Této řadě kladkovnic odpovídá standardní válečkové ložisko 280x425x160mm (F553852, viz příloha 10), které je mimo normalizované řady ložisek.

Ze známých tolerancí vnějšího průměru ložiska a podnikového standardu tolerance díry kladkovnice vypočteme největší možný přesah při zalisovávání.

Podle dodaného výkresu byla změřena geometrie vnějšího prstence ložiska. Vnitřní strana tohoto prstence je členitá, s drážkou pro mazání a drážkou pro valivé elementy. Pro zjednodušení do jednoduchého prstence byl brán nejmenší vnitřní průměr vnější klece. Takto počítáme s rezervou, kdy spočtená síla bude větší než skutečná. Vliv po vymezení vůle mezi elementy a tuhost elementů ani vnitřní klece ložiska nebyla brána v potaz. Deformace zjednodušeného vnějšího prstence je základem pro výpočet tlaku ve styčných plochách. Jako okraj kladkovnice byl zvolen průměr 520mm, kde větší část hmoty materiálu přechází do tenké stěny.

## 4.1 GEOMETRIE

Vnitřní průměr klece ložiska	$d_{k1} := 357\text{mm}$	$r_{k1} := \frac{d_{k1}}{2} = 178.5\text{mm}$
Vnitřní průměr domku kladkovnice	$d_{k2} := 425\text{mm}$	$r_{k2} := \frac{d_{k2}}{2} = 212.5\text{mm}$
Vnější průměr domku kladkovnice	$d_{k3} := 530\text{mm}$	$r_{k3} := \frac{d_{k3}}{2} = 265\text{mm}$
Tolerance ložiska	$\phi 425 \begin{matrix} 0 \\ -0.045 \end{matrix}$	
Tolerance domku	$\phi 425 \begin{matrix} -0.045 \\ -0.108 \end{matrix}$	
Největší možný přesah	$r_k := \frac{0.108\text{mm} - 0}{2} = 0.054\text{mm}$	
Šířka domku	$b_k := 129\text{mm}$	



Obr. 03 – Zalisované ložisko

#### 4.2 VÝPOČET TLAKU NA STYČNÉ PLOŠE LOŽISKA A DOMKU

S využitím teorie pružnosti a pevnosti o hrubostěnných nádobách lze spočítat tlak působící na styčných plochách dvou nalisovaných trubek. Tento tlak na ploše přepočteme na celkovou sílu. Ta je vlastně normálovou silou a vynásobením koeficientem statického (dynamického) tření dostaneme sílu, které je potřebná pro zalisování.

Pro přesah dvou na sebe nalisovaných trubek platí [3,4]:

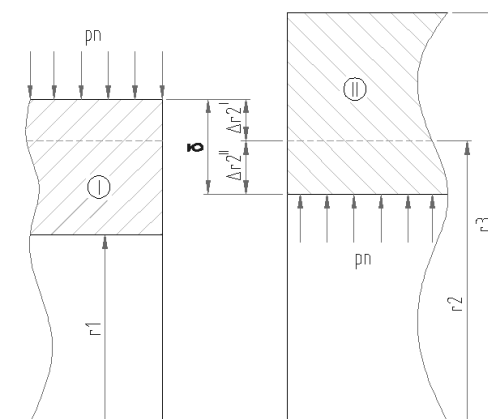
$$\delta = \left| \Delta r_2^I \right| + \left| \Delta r_2^{II} \right|$$

$$\delta = (-\Delta r_2)^I + \Delta r_2^{II}$$

Vyjádření změn jednotlivých poloměrů:

$$\Delta r_2^I := \frac{r_2^2}{E} \left[ \sigma_{tI} - (\mu \cdot \sigma_{rI}) \right] \quad \text{pro } \sigma(r=r_2)$$

$$\Delta r_2^{II} := \frac{r_2^2}{E} \left[ \sigma_{tII} - (\mu \cdot \sigma_{rII}) \right] \quad \text{pro } \sigma(r=r_2)$$



Obr. 04 – přesahy [4]

Pro radiální a tangenciální napětí ve stěně nádoby platí obecné vztahy:

$$\sigma_t(r) := A + \frac{B}{r^2} \quad \sigma_r(r) := A - \frac{B}{r^2}$$

Dosazením okrajových podmínek ( $\sigma_1 = 0$ ,  $\sigma_3 = 0$ ) vypočteme integrační konstanty:

$$A^I := \frac{-p_2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad B^I := \frac{-p_2 \cdot r_1^2 \cdot r_2^2}{r_2^2 - r_1^2}$$

$$A^{II} := \frac{p_2 \cdot r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad B^{II} := \frac{p_2 \cdot r_2^2 \cdot r_3^2}{r_3^2 - r_2^2}$$

Dosazením do výše uvedených rovnic a zjednodušením dostáváme obecný vztah:

$$\delta := p_2 \cdot r_2 \cdot \left[ \frac{1}{E_I} \cdot \left( \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \mu_I \right) + \frac{1}{E_{II}} \cdot \left( \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + \mu_{II} \right) \right]$$

Tento vztah upravíme do tvaru:

$$p_2 := \frac{\delta}{r_2 \cdot \left[ \frac{1}{E_I} \cdot \left( \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \mu_I \right) + \frac{1}{E_{II}} \cdot \left( \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} + \mu_{II} \right) \right]} \quad (3)$$

Dosazením dostáváme výsledek  $p_n = 5.133 \text{ MPa}$

### 4.3 VÝPOČET LISOVACÍ SÍLY:

Součinitel statického tření [5]

$$\mu_t := 0.15$$

Styčná plocha

$$S_k := 2 \cdot \pi \cdot r_{k2} \cdot b_k = 1.722 \times 10^5 \text{ mm}^2$$

Normálová síla

$$F_n := p_n \cdot S_k \quad (4)$$

Odpor statického tření / Lisovací síla

$$F_l := \mu_t \cdot F_n = 132.615 \text{ kN} \quad (5)$$

Celková lisovací síla je tedy  $F_l = 133 \text{ kN}$

Lze namítnout, že koeficient statického tření bude použit pouze na začátku lisování a v průběhu (v okamžiku těsně před zalisováním) stačí počítat s nižším koeficientem dynamického tření. Pokud by ale v průběhu práce došlo k nečekanému přerušení, ložisko by muselo znovu překonávat statické tření a tím pádem by byla síla nedostatečná.

Aby byla zajištěna dostatečná výkonová rezerva použití stroje z důvodu nepřesnosti výpočtu nebo budoucí změně standardů a možnému použití jiných druhů ložisek, je zvolena jmenovitá síla  $F=150 \text{ kN}$ , se kterou bude stroj pracovat.

### 4.4 EXPERIMENTÁLNĚ ZJIŠTĚNÁ SÍLA:

Z důvodu současně nedostupných velkých kladkovic a práci s nimi nebylo možno změřit tlak při zalisovávání. Stejně tak nikdo z obsluhy nevěděl o maximálním tlaku, který byl při lisování dosažen.

Bylo počítáno se součinitelem statického tření  $\mu=0.15$  [5], který byl nalezen jako odpovídající styku dvou ocelových obrobených povrchů. V praxi jsou povrchy klece i domku s velmi malou drsností a navíc jsou povrchy před lisováním natřeny tukem (malá ložiska) nebo hydraulickým olejem (velká ložiska). To v praxi znatelně sníží koeficient tření a lze tedy usuzovat, že vypočtený výkon bude dostatečný.



## 5 KONTROLA RÁMU LISU

### 5.1 KONTROLA POMOCÍ OHYBU PRUTU

Rám je čtvercového průřezu s různými tloušťkami stěn. Vypočteme kvadratické momenty setrvačnosti jednotlivých průřezů a vzhledem k tomu, že obě plochy mají stejnou polohu těžiště, můžeme výsledný moment průřezu spočítat prostým odečtením menšího od většího dle [6]:

Hlavní parametry:

$$b_{r1} := 500\text{mm}$$

$$b_{r2} := 470\text{mm}$$

$$h_{r1} := 500\text{mm}$$

$$h_{r2} := 440\text{mm}$$

Délka úseku I

$$L1 := 1050\text{mm}$$

Délka úseku II

$$L2 := 1619.5\text{mm}$$

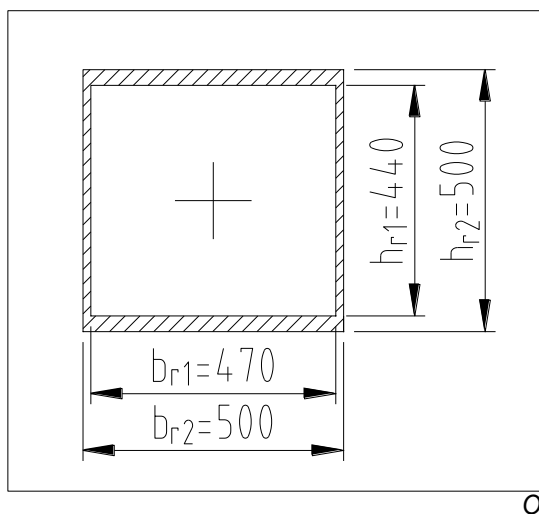
Modul pružnosti oceli

$$E := 210\text{GPa}$$

Jmenovitá síla

$$F := 150\text{kN}$$

$$I_y = \int_S z^2 dS = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} z^2 \cdot b \cdot dz = b \cdot \left[ \frac{z^3}{3} \right]_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} = \frac{b \cdot h^3}{12}$$



Obr. 05 – Průřez rámu

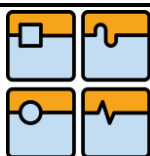
Vypočítáme momenty setrvačnosti průřezu  $J_x$  dle [6,7]:

$$J_{x1} := \frac{b_{r1} \cdot h_{r1}^3}{12} = 5.208 \times 10^9 \cdot \text{mm}^4 \quad J_{x2} := \frac{b_{r2} \cdot h_{r2}^3}{12} = 3.336 \times 10^9 \cdot \text{mm}^4 \quad (6)$$

$$J_x := J_{x1} - J_{x2} = 1.872 \times 10^9 \cdot \text{mm}^4$$

a plochu průřezu:

$$S_r := (h_{r1} \cdot b_{r1}) - (h_{r2} \cdot b_{r2}) = 0.0432 \text{m}^2$$

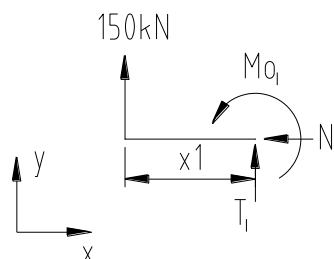


## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Graficky vyjádříme výsledné vnitřní účiny (VVU) rámu. Protože je střednice zalomena, rozdělíme rám na dva intervaly, vodorovný a svislý prut, a vyjádříme silové účinky pro každou část zvlášť.

**Ω1:**

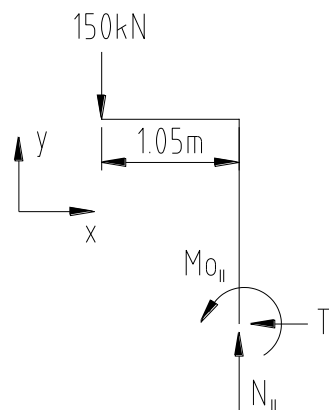
$$\begin{aligned} N_I &= 0\text{N} \\ T_I &= 150\text{kN} \\ M_{O_I} &= 150\text{kN} \times 1 \end{aligned}$$



Obr. 06 – Statická rovnováha úseku ω1 [6]

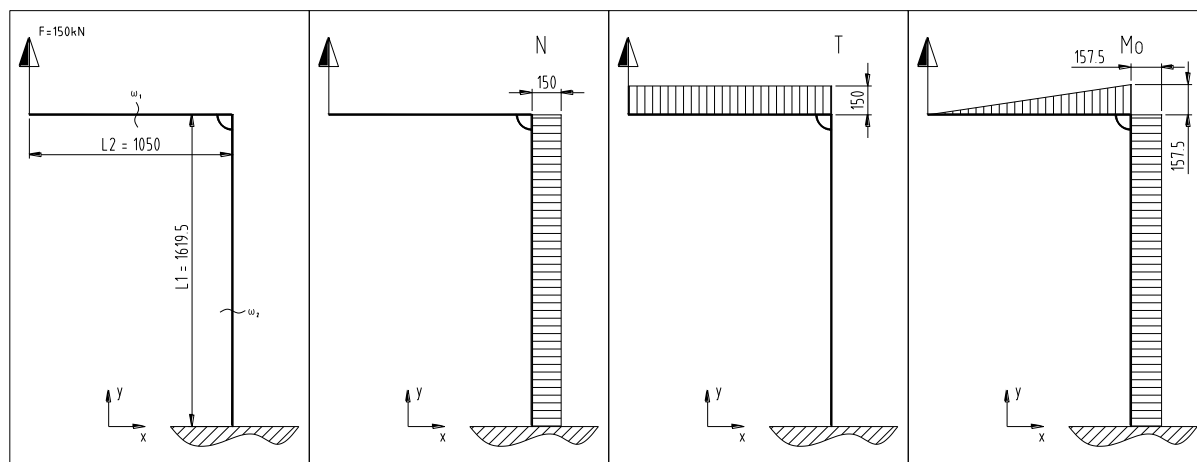
**Ω2:**

$$\begin{aligned} N_{II} &= 150\text{N} \\ T_{II} &= 0\text{kN} \\ M_{O_{II}} &= 150\text{kN} \times 1.05 = 157.5\text{kNm} \end{aligned}$$




Obr. 07 – Statická rovnováha úseku ω2 [6]

Graficky vyjádříme průběh VVU:



Obr. 08 – Grafické zobrazení průběhu VVU

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 18
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

V dalším kroku vypočteme napětí a deformace celého rámu dle [6]. Pro jednoduchost budeme počítat se zalomeným prutem:

### Úsek Ω1:

Napětí v místě zlomu střednice

$$\sigma_{r1} := \frac{F \cdot L \cdot h_{r1}}{2 \cdot J_{x_T}} = 20.884 \text{ MPa} \quad (7)$$

Průhyb na konci úseku

$$w_{r1} := \frac{F \cdot L^3}{3E \cdot J_{x_T}} = 0.144 \text{ mm} \quad (8)$$

Natočení na konci úseku

$$\varphi_{r1} := \frac{-F \cdot L^2}{2E \cdot J_{x_T}} = -0.012 \text{ deg} \quad (9)$$

### Úsek Ω2:

Napětí v prutu

$$\sigma_{r2} := \frac{F}{S} = 3.472 \text{ MPa} \quad (10)$$

Prodloužení úseku

$$\varepsilon_r := \frac{\sigma_{r2}}{E} \cdot L2 = 0.027 \text{ mm} \quad (11)$$

Průhyb na konci úseku

$$w_{r2} := \frac{(F \cdot L1) \cdot L2^2}{2 \cdot E \cdot J_{x_T}} = 0.522 \text{ mm} \quad (12)$$

Natočení na konci úseku

$$\varphi_{r2} := \frac{-(F \cdot L1) \cdot L2}{E \cdot J_{x_T}} = -0.037 \text{ deg} \quad (13)$$

### **Celkově**

Posun volného konce je

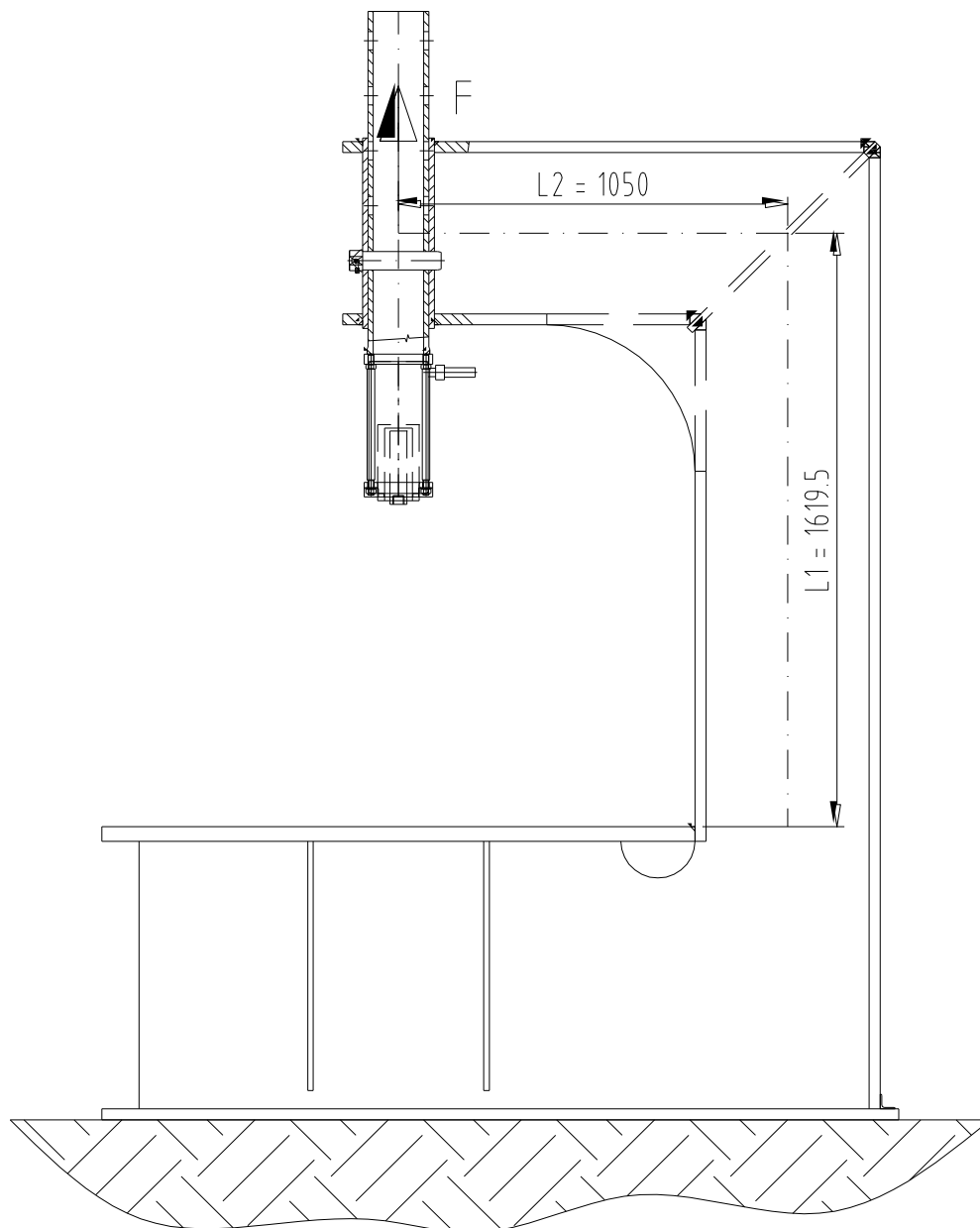
$$w_{r1} + \varepsilon_r = 0.171 \text{ mm}$$

Natočení volného konce je

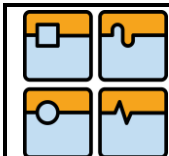
$$\varphi_{r1} + \varphi_{r2} = -0.049 \text{ deg}$$



# DIPLOMOVÁ PRÁCE



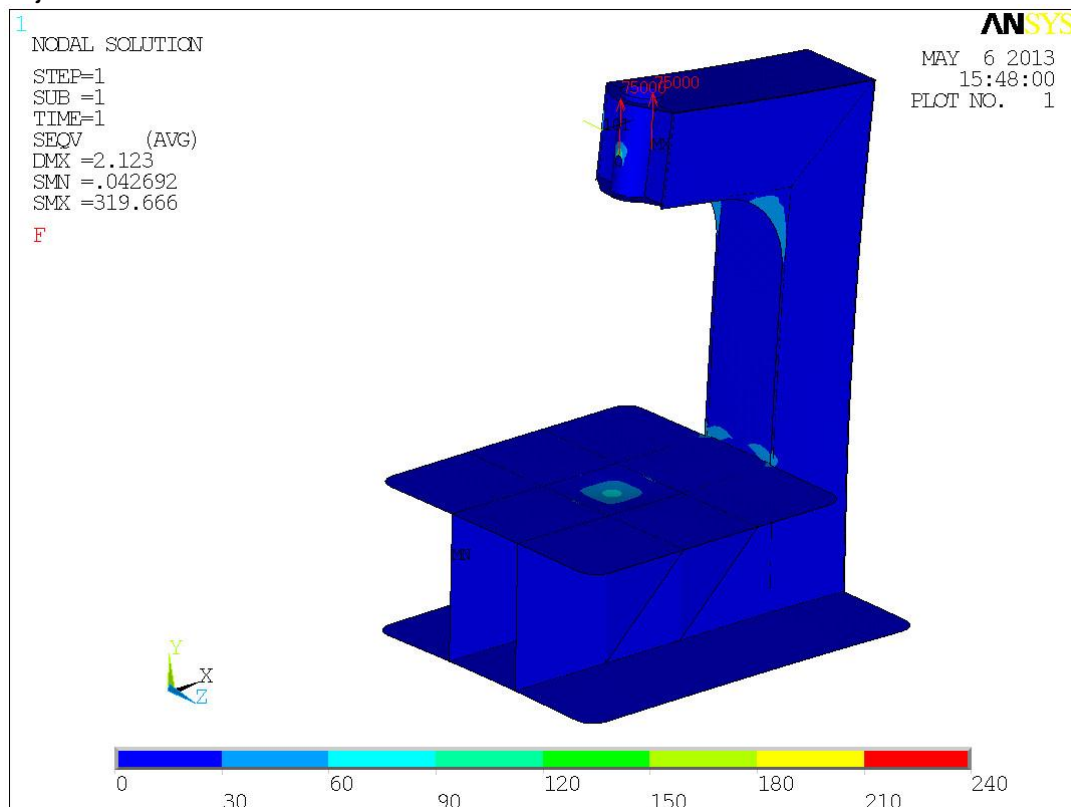
Obr. 09 – Nahrazení rámu pruty



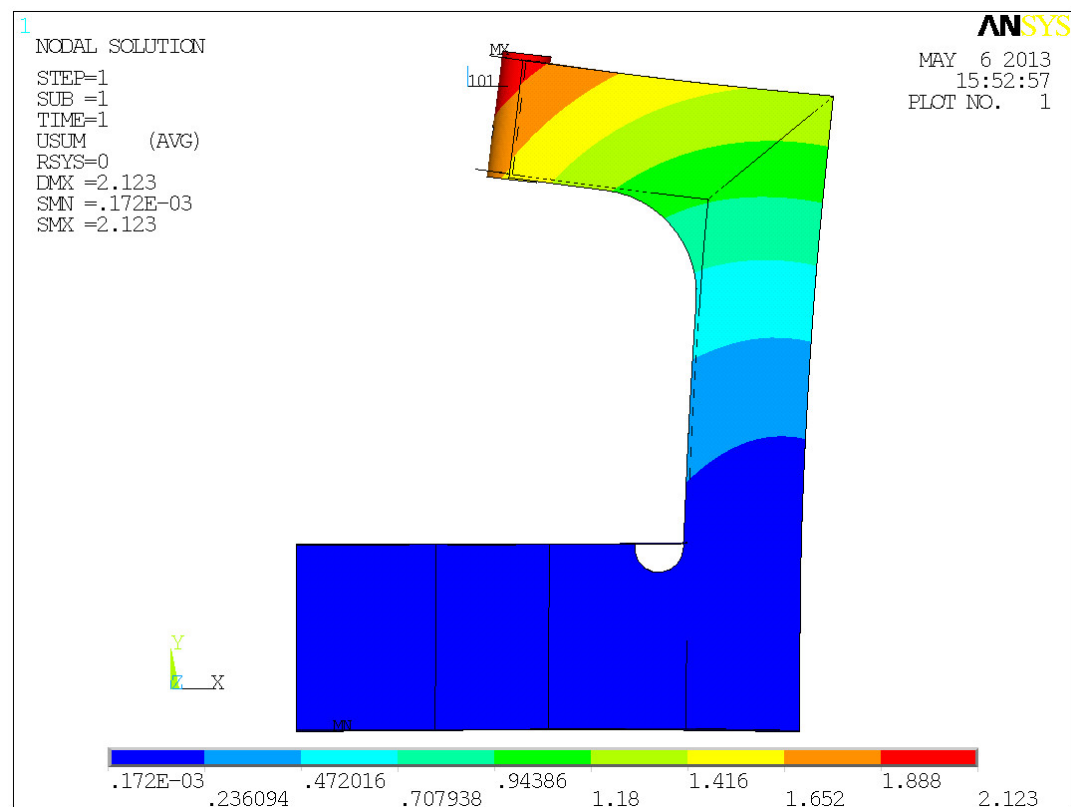
## DIPLOMOVÁ PRÁCE

**5.2 KONTROLA POMOCÍ MKP:**

Jmenovité maximální zatížení, při kterém bude lis pracovat, je 150kN. Jak je vidět, napětí dosahuje maximálních hodnot cca 60MPa.

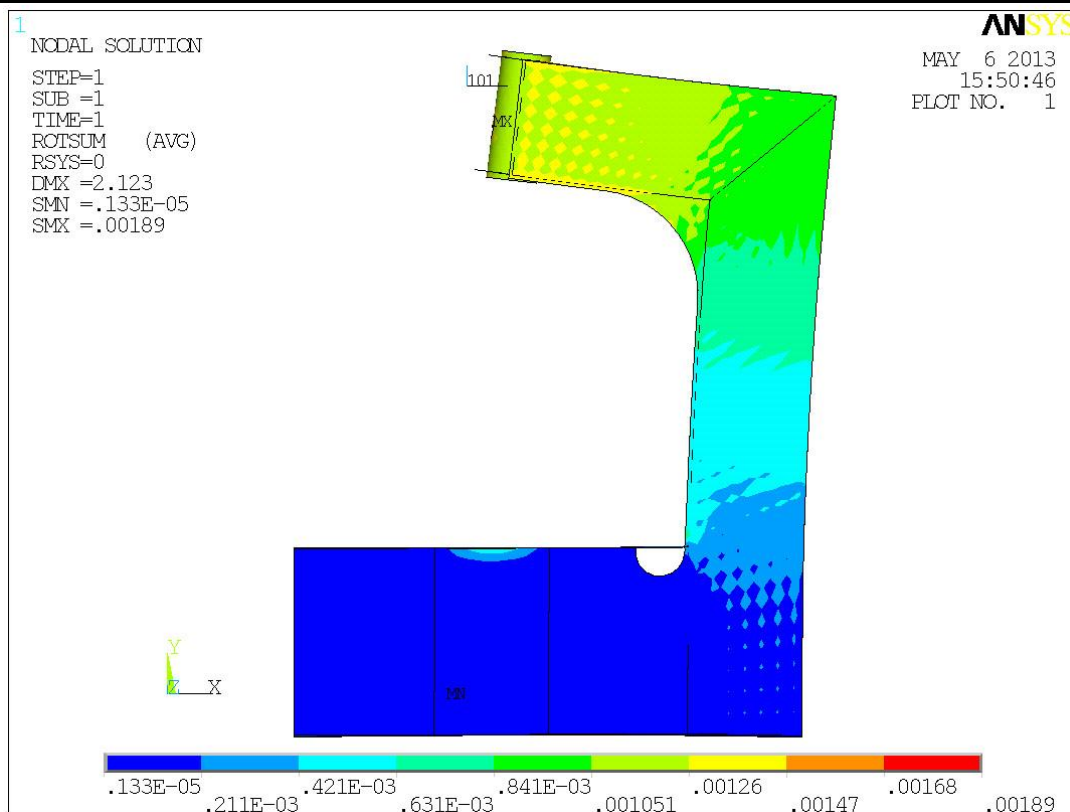


Obr. 10 – Napětí, 150kN



Obr. 11 – Posuvy, 150kN





Obr. 12 – Natočení, 150kN

Z výše provedené analýzy vyplývá, že posun působíště síly na rám je cca 2mm a natočení cca 0.1°.

### 5.3 POROVÁNÍ:

Výpočty metodou konečných prvků (MKP) byly provedeny v programu ANSYS. Vzhledem k tomu, na jakém principu program funguje, byly některé drobné detaily v konstrukci vynechány nebo zjednodušeny tak, aby byl model jednoduchý a výpočet probíhal dostatečně rychle, ale zároveň aby tyto zjednodušení neovlivnily výsledek výpočtu. Proto byly zjednodušení provedeny v místech složitěho napojení výztužných plechů pod pracovní deskou lisu. Mezi výpočty pomocí MKP a zjednodušenými výpočty prutu jsou drobné rozdíly, dané především nevhodným přirovnáním rámu k prutové konstrukci. Jednotlivé úseky nejsou dostatečně dlouhé a štíhlé a rovněž přechod mezi jednotlivými úseky neodpovídá prutovým předpokladům. Pro návrh a ověření konstrukce jsou brány za směrodatné výsledky MKP. Jak je vidět, z pevnostního hlediska ani mnohem vyšší zátěžná síla nehraje podstatnou roli. Rám byl vytvořen dostatečně tuhý z důvodu deformace při zatížení, aby boční síly při lisování nezatěžovaly ložisko a válec. Přesný rozbor bude proveden níže.

## 6 VÝBĚR HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Základním kritériem pro výběr válce je jmenovitá pracovní síla  $F=150\text{kN}$ .

Druhým kritériem je pracovní zdvih. Stavěcí tyč je možné přestavovat po krocích 150mm a tedy zdvih válce by měl být alespoň 150mm, aby byla zdvihem pokryta celá pracovní dráha stroje.

Třetím kritériem je požadavek na dvojčinný válec z důvodu nedostatečné vratné rychlosti pomocí pružin u předchozího válce.

Z konstrukčního hlediska jsou dále uvažovány celkové rozměry válce a jeho upevnění. V případě malého válce by bylo třeba vymezit díru ve stavěcí trubce, v případě velkého válce vyrobit novou stavěcí trubku. Tomuto řešení bych se chtěl vyvarovat.

Kontrolou a testováním starého agregátu bylo zjištěno, že je v jeho výkonu je rezerva, která byla omezena pojistovacím ventilem a že je možné agregát provozovat až do tlaku 110bar (11MPa). Nicméně bude vybrán válec pro pracovní tlak 100bar (10MPa).

Z možných dodavatelů, u kterých je možné vybírat, zmiňuji české firmy – Unipower s.r.o., Hydraulics, s.r.o., ze zahraničních firmu Enerpac.

Z hlediska dostupnosti, rychlosti dodání a také toho, že se jedná o „interní“ použití (zařízení nemusí splňovat firemní standardy ani požadavky mezinárodních norem u ostatních vyráběných a prodávaných zařízení, byl vybrán válec české firmy Hydraulics s.r.o. ([www.hydraulics.cz](http://www.hydraulics.cz)), typ **ZH2-B140/70x200-R-3**

### Základní technická data:

Vnitřní průměr válce	$d_{v1} = 140\text{mm}$
Průměr pístní tyče	$d_{v2} = 70\text{mm}$
Zdvih	$z = 200\text{mm}$
Pracovní kapalina	hydraulický minerální olej
Jmenovitý tlak	20 MPa
Maximální tlak	25 MPa
Zkušební tlak	32 MPa
Pracovní rychlost	maximální 0,5 m/s
Hmotnost	65kg

Uchycení válce je provedeno přes kruhovou přírubu osmi šrouby M20.

Z dostupných hodnot můžeme spočítat efektivní plochy válce:

$$S_{v1} := \frac{\pi \cdot d_{v1}^2}{4} = 1.539 \times 10^4 \text{ mm}^2$$

$$S_{v2} := S_{v1} - \frac{\pi \cdot d_{v2}^2}{4} = 1.155 \times 10^4 \text{ mm}^2$$

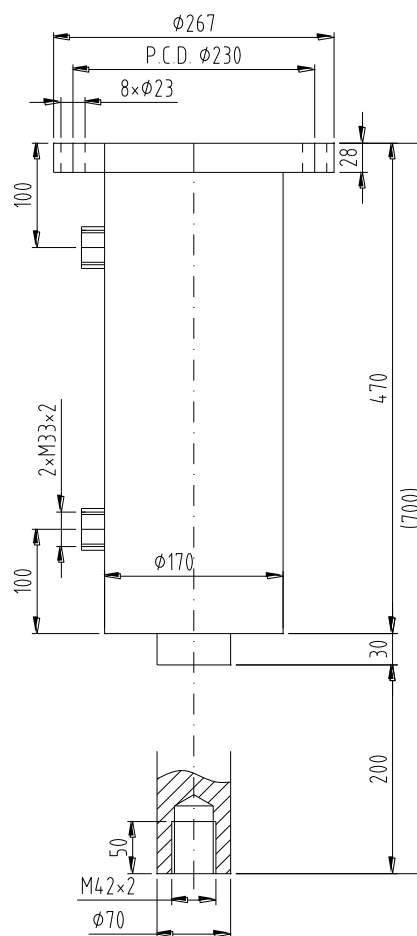
Při pracovním tlaku agregátu (10MPa) je výsledná síla:

$$F_{v1} := p \cdot S_{v1} = 153.938 \text{ kN}$$

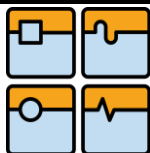
$$F_{v2} := p \cdot S_{v2} = 115.454 \text{ kN}$$

Maximální vyvinutá síla při chodu dolů je 154kN.

Maximální síla při chodu nahoru je 115kN.



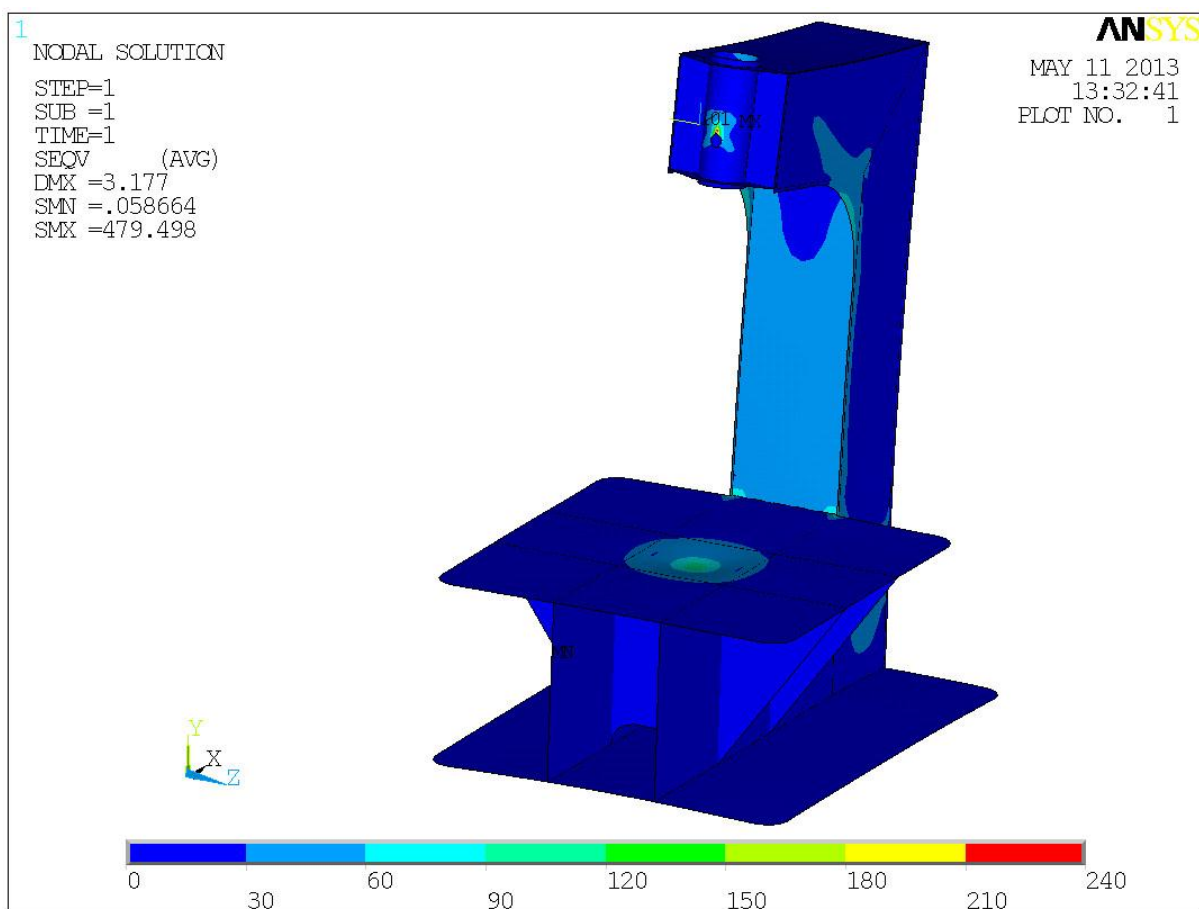
Obr. 13 – Válec, viz příloha 05



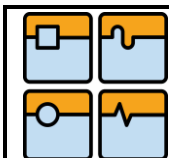
## 7 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

### 7.1 ÚPRAVA RÁMU LISU

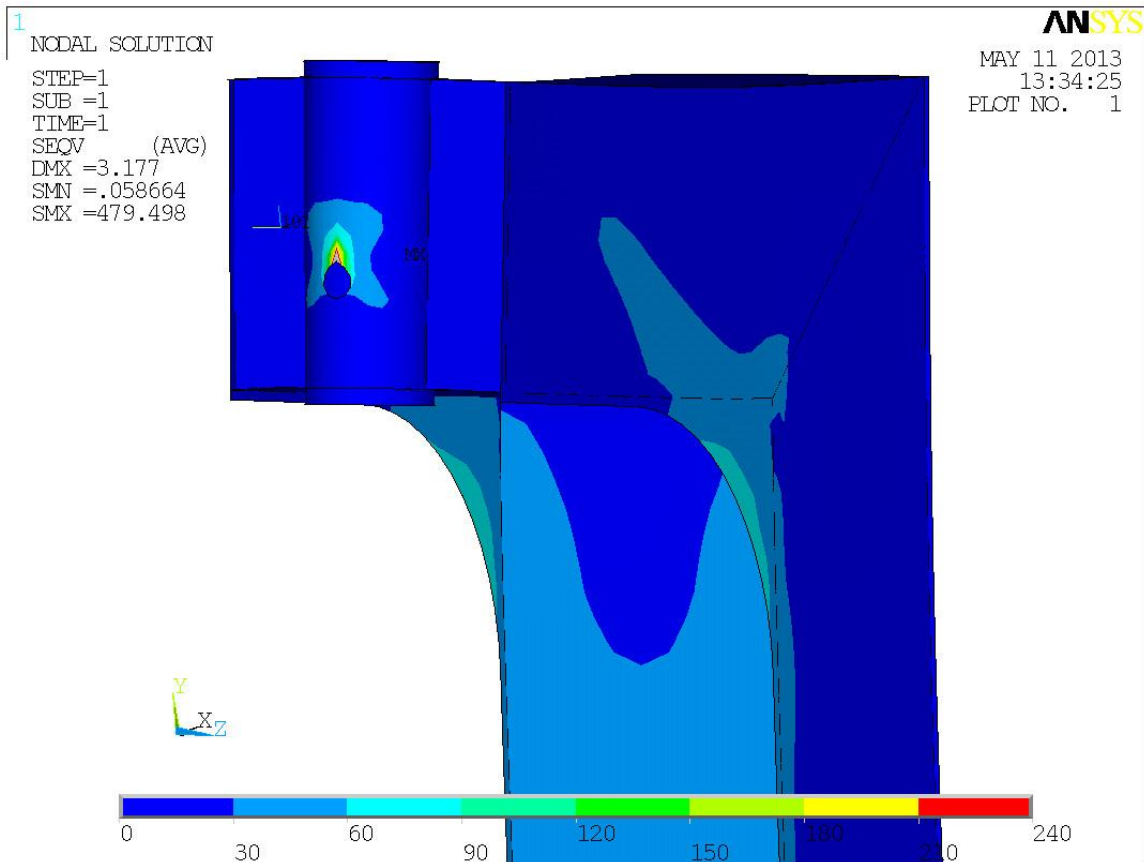
Vzhledem k návrhové síle 150kN bude rám lisu otestován při zatížení  $F_t = F \times 1.5 = 225\text{kN}$ . V programu ANSYS byly propočítány napětí a deformace. V místě podložení kladkovnice byl zatížen rovnoměrným tlakem na kruhovou plochu  $d=204\text{mm}$  tlakem  $p=6.884\text{MPa}$ , který odpovídá zatížení 225kN. Kruhová plocha nahrazuje plechové podložky při lisování ložiska. Jejich velikost nehraje při výpočtu podstatnou roli.



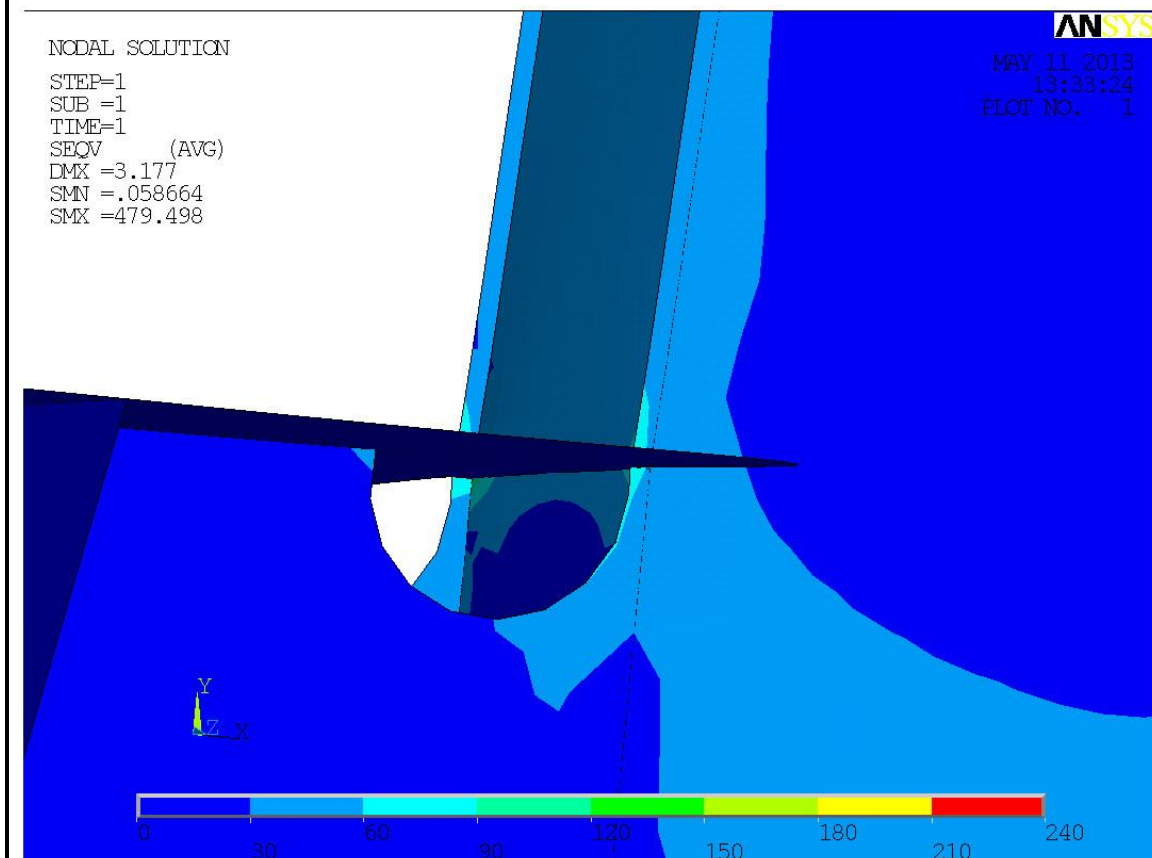
Obr. 14 – Celkový pohled na zatížený lis, 225kN



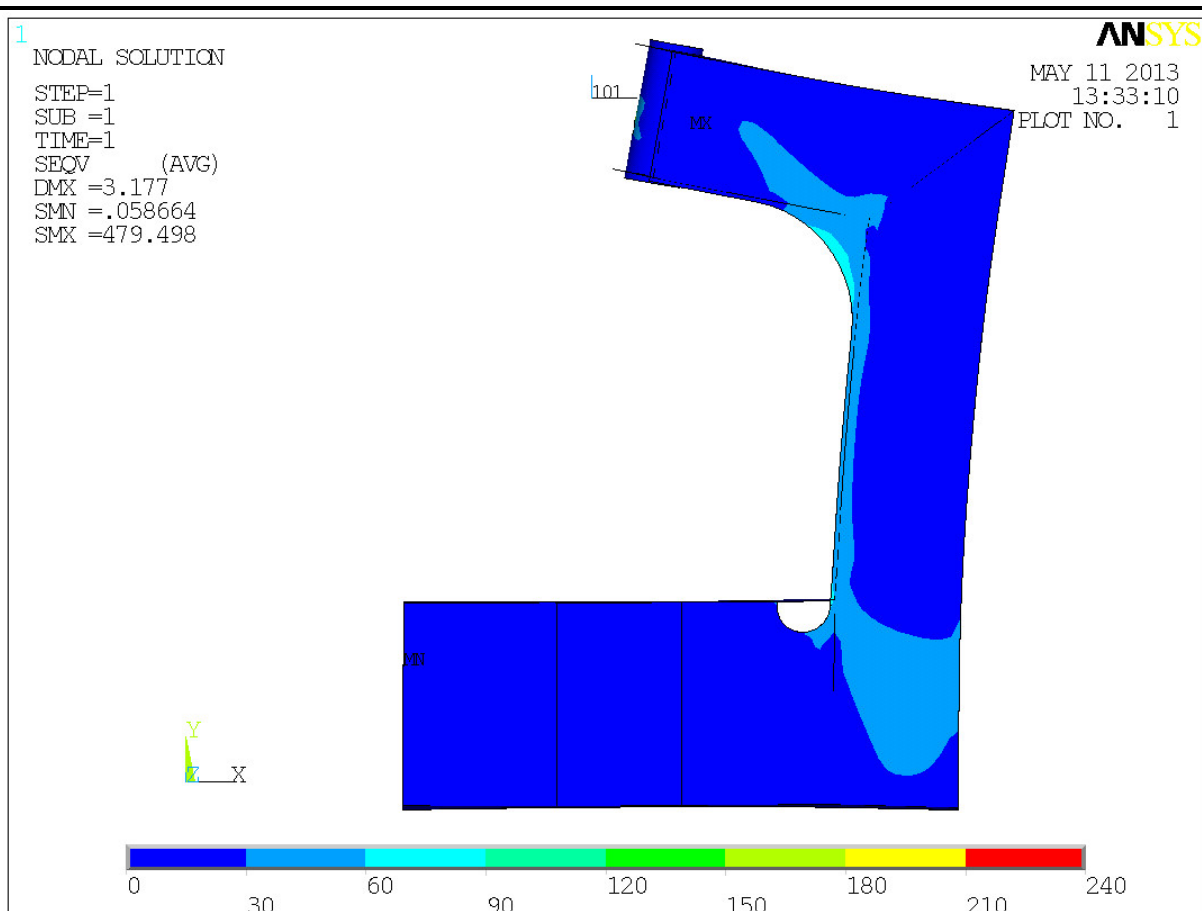
## DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 15 – Lokální extrémy, 225kN



Obr. 16 – Lokální extrémy, 225kN



Obr. 17 – Boční pohled, deformovaný tvar, 225kN

První lokální extrém se nachází v místě začepování rámu stroje se stavěcí trubkou (nevykreslena). Původem extrému je nahrazení plošně rozložené síly na čep jednou bodovou silou a tudíž je možno tento extrém zanedbat.

Druhý napěťový extrém se nachází v místě napojení pracovní desky na sloup rámu. Zde díky tomu dochází k napěťové špičce.

Třetí místo s vyšším napětím je v místě zlomu konstrukce v přechodovém oblouku, z čehož lze vidět, že přechod zde má své opodstatnění.

V dalších místech jsou hodnoty v porovnání s extrémy zanedbatelné. Ačkoliv v rámu dochází k napěťovým špičkám, vzhledem k jejich hodnotám do 120MPa (při mezi kluzu materiálu 355MPa), nehrají zde podstatnou roli.

Po kontrolním výpočtu rámu vidíme, že současná konstrukce z hlediska pevnosti minimálně vyhovuje nárokům na lisování, testování a nebude na ní třeba provádět žádné konstrukční úpravy.

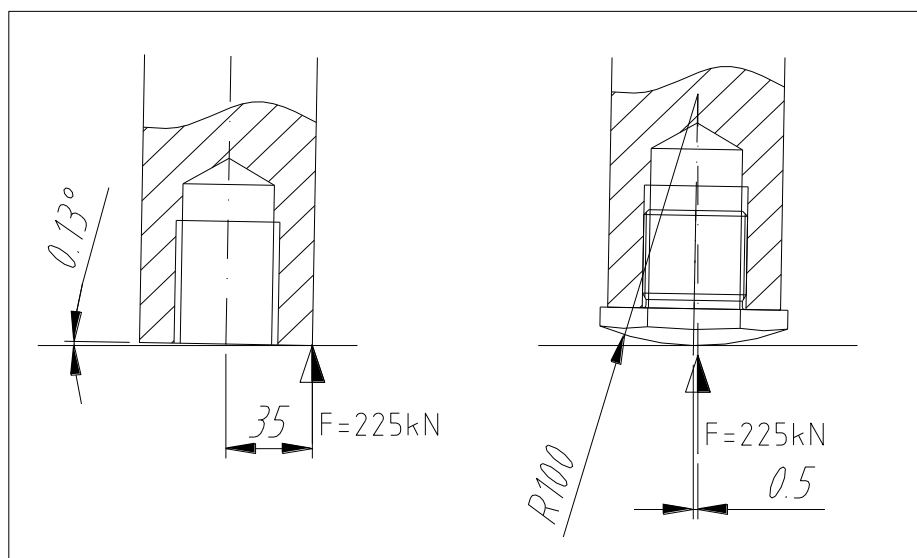
## 7.2 ROZBOR ZATÍŽENÍ VÁLCE A LOŽISKA

Při zkušebním zatížení stroje (bez ložiska) při síle  $F=225\text{kN}$  dojde k natočení působíště síly na rám cca o  $0.15^\circ$ . Při zatížení stroje na maximální síle  $150\text{kN}$  bude natočení konce asi  $0.5^\circ$ .

Hydraulický válec tedy bude na ložisko působit axiální silou a radiální silou.

Při takovémto zatížení se hrana pístu opře o plech a zatíží válec ohybovým momentem.

Aby byl tento ohybový moment co nejvíce kompenzován, bude koncový nástavec opatřen zaoblením, které posune působíště síly blíže k ose válce na vzdálenost cca  $0.5\text{mm}$



Obr. 18 - Působíště sil bez a s koncovým nástavcem

Provedeme rozklad sil do složek:

$$\alpha := 0.1 \text{ deg}$$

$$F := 150 \text{ kN}$$

$$F_x := F \cdot \cos(\alpha) = 150 \text{ kN}$$

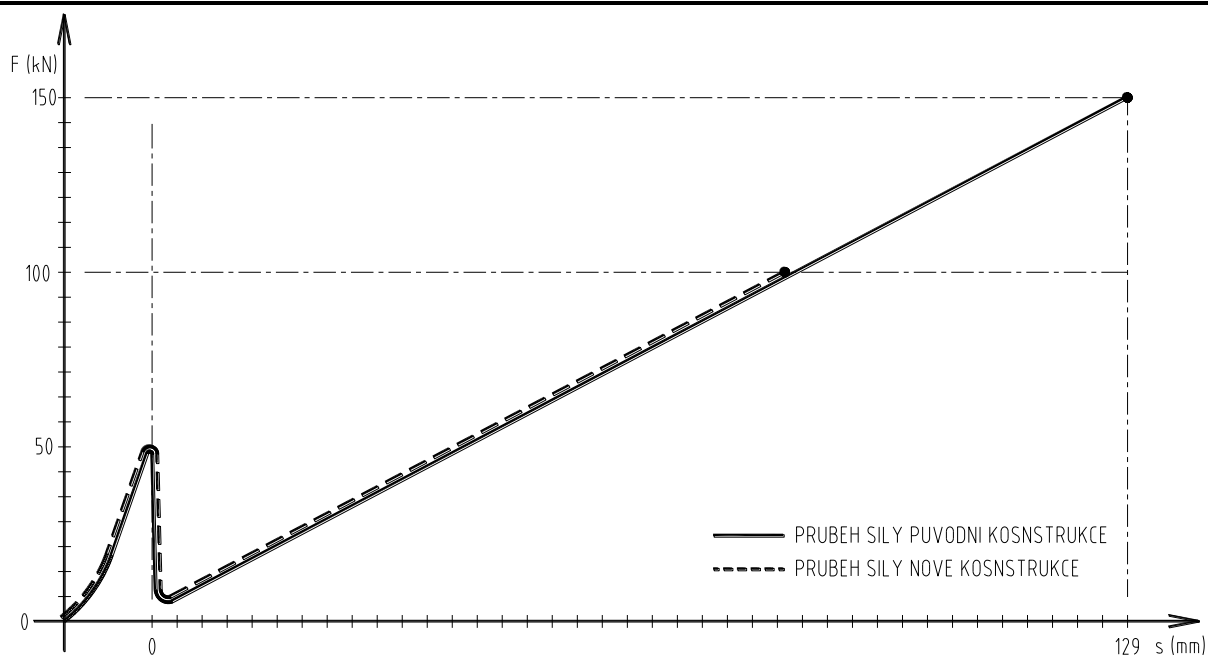
$$F_y := F \cdot \sin(\alpha) = 0.262 \text{ kN}$$

Z rozkladu je patrné, že při  $150\text{kN}$  bude radiální síla velikosti max.  $0.26\text{kN}$ .

Při maximálním vysunutí válce  $200\text{mm}$  bude válec zatížen přídatným ohybovým momentem:

$$M_o = 0.262 \text{ kN} \cdot 200 \text{ mm} = 0.052 \text{ kNm}$$

Ložiska budou lisována při jmenovité síle  $150\text{kN}$ . Šikmo působící síla by mohla způsobit vzpříčení při vlisování a nenávratně znehodnotit kladkovnici a ložisko. Při vlisování ložiska je třeba překonat odpor statického tření, který dále zmizí a bude působit pouze dynamické tření, které je nižší než statické. Díky namazání ložiska olejem je síla statického tření minimalizována. Od tohoto okamžiku už bude lisovací síla závislá na zalisované části ložiska do domku.

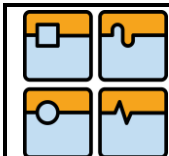


Obr. 19 - Předpokládaný průběh lisovací síly

Z obrázku lze vidět, že v okamžiku vstupu ložiska do kladkovnice je síla podstatně nižší než při jeho celém zalisování. Pokud je lisovací síla menší, natočení rámu stroje bude taky menší a tím pádem i excentricita zatížení.

Pro lisování ložisek tedy nehraje radiální síla velkou roli, protože na začátku lisování (kdy by se mohlo ložisko vzpříčit) je malá a v okamžiku kdy dochází k jejímu nárůstu do maximálních hodnot, je už ložisko pevně vedené v domku kladkovnice a nemá možnost se vzpříčit.

Otázka velikosti odporu statického tření je dosti složitá a vyžadující experimentální ověření, což je nad momentální možnosti ve firmě. Při návrhu vycházím z předchozích zkušeností, že statické tření nebylo tak vysoké, aby se díky němu ložiska vzpříchovala, a navýšení síly se týká až úplného zalisování, kde vzpříčení nehrozí.



### 7.3 UCHYCENÍ HYDRAULICKÉHO VÁLCE

Změna bude spočívat ve zkrácení stavěcí trubky. Na její konec bude přivařena kruhová příruba. Dosedací plocha bude obrobena tak, aby byla dosažena rovnoběžnost os stavěcí trubky a hydraulického válce. Dle informací z webu výrobce je v přírubě válce vyvrtáno 8 otvorů po 45° o průměru 21mm. Proto budou do příruby vyvrtány závitové otvory. Uchycení válce je provedeno přes 8 šroubů M20x60, materiál 8.8, žárové pozinkování.

Z důvodu nevhodného návrhu byla horní část stavěcí tyče později upravena pro polohování mostovými jeřáby. Toto současné řešení je složité, nicméně funkční a úprava by si žádala dodatečnou práci a náklady a proto nebude brána v potaz.

Typ svaru: koutový

Velikost svaru:  $a = 6\text{mm}$

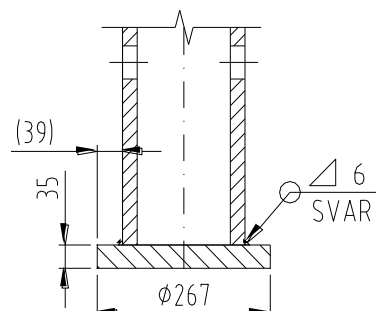
Délka svaru:  $l_s = 189\text{mm}$

Zkušební síla:  $F_s = 225\text{kN}$

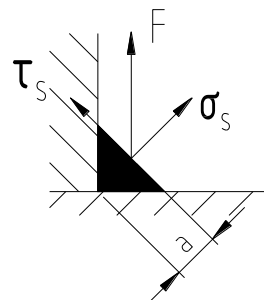
Převodní součinitel materiálu St52-3N:  $\alpha_s = 0.85$

Mez kluzu materiálu St52-3N:[10]  $Re_s = 345\text{MPa}$

Požadovaná bezpečnost:  $n = 1.5$



Obr. 20 – Detail svaru



Obr. 21 – Napětí ve svaru

Napětí ve svaru:[8] 
$$\tau_{s1} := \frac{F_s}{2\sqrt{2} \cdot a \cdot l_s} = 70.149\text{MPa} \quad (14)$$

$$\sigma_{s1} := \frac{F_s}{2 \cdot \sqrt{2} \cdot a \cdot l_s} = 70.149\text{MPa}$$

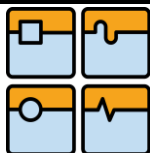
Výsledné napětí dle DIN 15018:[8] 
$$\sigma_s := \alpha_s \sqrt{(\sigma_{s1})^2 + 3 \cdot (\tau_{s1})^2} = 119.254\text{MPa} \quad (15)$$

Dovolené napětí: 
$$\sigma_{sdov} := \frac{Re_s}{n} = 230\text{MPa} \quad (16)$$

#### Závěr:

$\sigma_s < \sigma_{sdov}$ , z pevnostního hlediska svar vyhovuje. Vzhledem k frekvenci použití stroje nebyl svar kontrolován na únavu.





## 7.4 ÚPRAVA ČEPU STAVĚCÍ TYČE

### Kontrolní výpočet při síle 225kN:

Délka úseku

$$l_c := 19\text{mm}$$

Síla F1

$$F_c := 112.5\text{kN}$$

Průměr čepu

$$d_c := 50\text{mm}$$

Maximální ohybový moment

$$M_{o_c} := F_c \cdot l_c = 2.138\text{kNm}$$

Kvadratický moment průřezu

$$I_{x_c} := \frac{\pi \cdot d_c^4}{64} = 3.068 \times 10^5 \cdot \text{mm}^4 \quad (17)$$

Maximální ohybové napětí

$$\sigma_c := \frac{M_{o_c} \cdot \frac{d_c}{2}}{I_{x_c}} = 174.179\text{MPa} \quad (18)$$

Mez kluzu tyče o50mm, St52-3N [10]

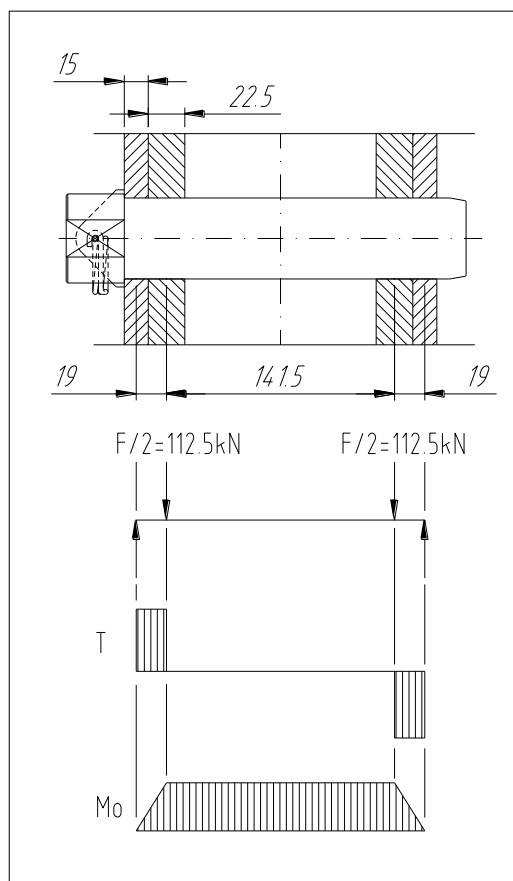
$$Re_c := 320\text{MPa}$$

Součinitel bezpečnosti

$$k_c := \frac{Re_c}{\sigma_c} = 1.837$$

Závěr:

Stávající rozměr a materiál čepu pevnostně vyhovuje.



Obr. 22 – VVÚ čepu

### Výpočet kontaktního tlaku:

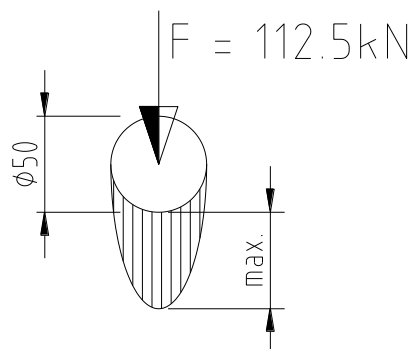
Šířka trubky

$$b_c := 15\text{mm}$$

Kontaktní napětí [8]

$$\sigma_k := \frac{\pi}{2} \frac{F_c}{d_c \cdot b_c} = 235.61\text{MPa} \quad (19)$$

Dovolené kontaktní napětí [8]  $\sigma_{dov} := Re_c \cdot 1.15 = 368\text{MPa} \quad (20)$

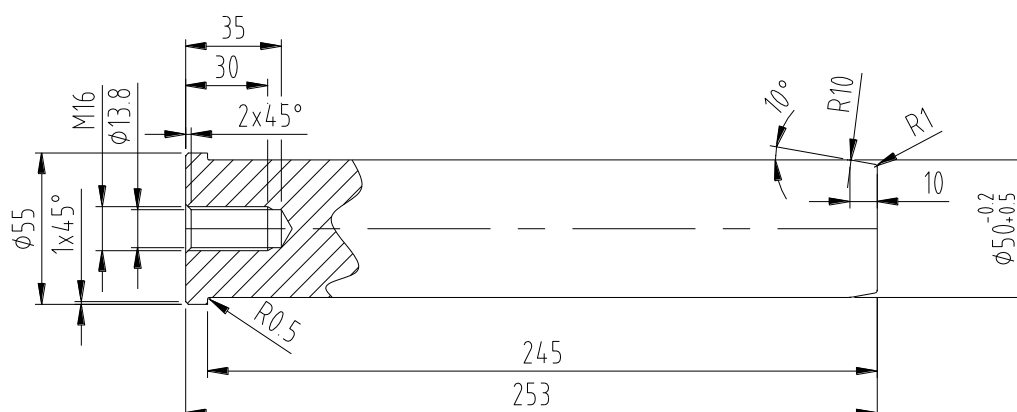


Obr. 23 – Kontaktní napětí [8]

Z důvodu lepší manipulovatelnosti čepu bude již existující čep nahrazen jiným. Bude prodloužen, aby se ani při maximálním nedovoleném vysunutí zkosením na svém konci neopíral o rám stroje.

Z důvodu lepší manipulovatelnosti a jednoduchosti odpadne velká provrtaná hlava, která bude nahrazena standardním rozměrem. Čep bude opatřen závitem. Do něj bude našroubované zvedací oko M16, které umožní obsluze jednoduše čep vytáhnout rukou (předtím byl z druhé strany vyrážěn kladivem). Velikost zvedacího oka byla zvolena tak, aby dobře padlo do ruky.

Oko bude stejně tak sloužit jako pojistka proti vysunutí čepu – bude jím procházet pojistná pružina.



Obr. 24 – Nový čep

## 8 HYDRAULICKÉ A ELEKTRICKÉ ROZVODY

### 8.1 HYDRAULICKÉ ROZVODY

Díky použití dvoucestného hydraulického válce nebudou stávající E/H rozvody dostačující a proto bude třeba dodat další potrubí. Staré rozvody budou upáleny nebo odbroušeny a místo nich budou použity nové. Hydraulický agregát zůstane zachován.

#### Motor

Výrobce: MEZ Mohelnice  
 Typ: QAP100L-4s, asynchronní 3~  
 Frekvence: 50Hz  
 Cos  $\varphi$ : 5.2/9A  
 Isol.: E Y/ $\Delta$  380/220

#### Agregát

Výrobce: Nářadí Vrchlabí  
 Typ: PA 2-63-2  
 Napájení: 380V, 50Hz, 5A  
 Výkon: 2.2 kW  
 Dodávaný tlak: 40kp/cm<sup>2</sup> (v praxi otestován a nastaven na pracovní na tlak 100bar)  
 Kapacita nádrže: cca 65l  
 Průtok: 13.7 l/min

Chod válce bude probíhat následovně:

Při spuštění motoru čerpadla (nezávisle v jakékoliv poloze) bude válec bez pohybu a olej se bude vracet zpět do nádrže. Při současném stisknutí dvou tlačítek se bude válec pohybovat směrem dolů. Při jejich puštění válec zůstane v dané poloze a při stisknutí tlačítka pro pohyb nahoru se bude válec vracet. Toto řešení bylo zvoleno, protože ložiska nejsou lisována do kladkovic „na doraz“, ale jsou v domku zalisována symetricky s přesahem na obou stranách. Tím pádem má obsluha možnost tento přesah zkontrolovat a případně ještě dolisovat na správný rozměr.

Kapalina z agregátu prochází přes tlakový filtr a částečně přes pojistný ventil nastavený na 100bar. Za ním bude použit třípolohový šoupátkový rozvaděč pro chod válce – střední poloha pro spuštění a zachování pozice, a dvě krajní polohy pro chod válce nahoru a dolů. Z rozvaděče je olej rozveden v potrubí na pravé straně stroje a vede až do jeho horní části. Z důvodu přestavování musí být potrubí ukončeno a do válce bude přiváděno hadicí dostatečné délky pro všechny polohy přestavení. Podle tabulky (viz příloha 11) byla vybrána velikost trubky odpovídající tlaku 100bar (10MPa), o průměru 16x2mm. Přívod shora je zvolen tak, aby přívodní hadice co nejméně překážely v pracovním prostoru. Trubka s kapalinou pro chod dolů bude opatřena rozbočkou a manometrem pro kontrolu tlaku.

Uchycení trubek je provedeno pomocí úchytů firmy Stauff – série Heavy, typ 3S [11], které jsou zašroubovány v C-profilech, umístěných na rámu. Série „Heavy“ od fy Stauff byla použita, protože je to standardní používané hydraulické uchycení na všech výrobcích firmy a proto je snadně dostupné pro případnou změnu či opravu. Nabízí se možnost profily přivařit přímo na rám, ale z dřívějších zkušeností vyplynulo, že svary jsou špatně dostupné, hůře provedené a při lakování se barva nedostává do všech koutů. Proto se nejdříve na profil přivaří krátká kruhová tyč a následně se celý svařenec přivaří na místo. Toto řešení je v praxi běžně používané.

Používaný olej - MOBIL DTE15M, ISO VG 46 ([www.mobil.com](http://www.mobil.com)).

**VÝPOČET POHYBU VÁLCE:**

Známe obsahy ploch pístu:

$$S_{v1} := \frac{\pi \cdot d_{v1}^2}{4} = 1.539 \times 10^4 \text{ mm}^2$$

$$S_{v2} := S_{v1} - \frac{\pi \cdot d_{v2}^2}{4} = 1.155 \times 10^4 \text{ mm}^2$$

Množství kapaliny dodávané agregátem:

$$Q_v := 13.7 \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

Z rovnosti objemů spočítáme rychlosti:

Pohyb dolů

$$v_1 := \frac{Q_v}{S_1} = 14.833 \frac{\text{mm}}{\text{s}} \quad (21)$$

Pohyb nahoru

$$v_2 := \frac{Q_v}{S_2} = 19.777 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

**8.2 ELEKTRICKÉ ROZVODY**

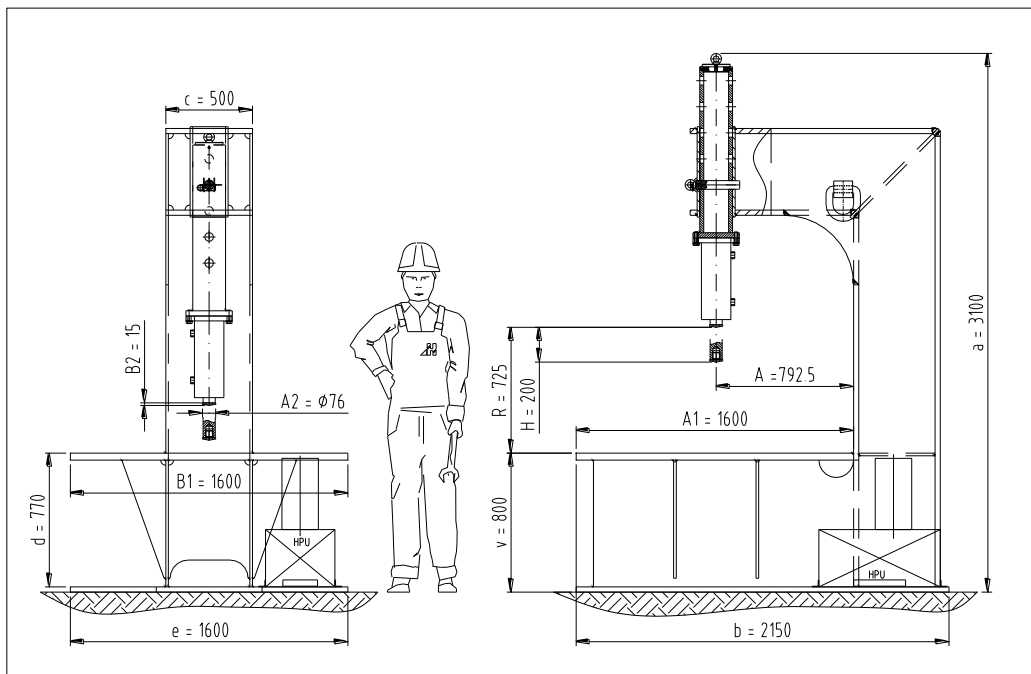
Na pravé straně rámu je na konzolách uchycena krabice s elektrickými rozvaděči. Na boční straně je čtyřkolíková zásuvka 3x400V pro přívod elektrické energie.

Budou použity celkem tři spínače – jeden pro spuštění celého stroje na krabici s rozvaděči a dvě tlačítka nouzového vypnutí stroje pod přední hranou pracovní desky.

Elektrické rozvody nepotřebují výroby žádných speciálních úchytů, pouze v místech vedení budou navařeny plechové základy pro úchyty Stauff – série Heavy, typ 4S. Ty jsou jednodušší pro vedení jedné trubky, pro vedení více trubek vedle sebe je výhodnější použít profil C.



## 9 TABULKA PARAMETRŮ



Parametr		Jednotka	Lis HK
Jmenovitá síla		kN	150
Jmenovitý tlak		MPa	10
Pojišťovací tlak		MPa	10
Jmenovitý příkon		kW	-
Rychlost beranu	pracovní posuv	mm/s	15
	návrat do HÚ	mm/s	20
Rozevření	R	mm	725
Zdvih beranu	H	mm	200
Vyložení	A	mm	792.5
Rozměry stolu	A1xB1	mm	1600x1600
Rozměry beranu	A2xB2	mm	Ø76x15
Výška	a	mm	3100
Hloubka	b	mm	2150
Šířka stojanu	c	mm	500
Propad ve stole	d	mm	770
Šířka lisu	e	mm	1600
Výška stolu	v	mm	800
Hmotnost		kg	3500
Objem nádrže		l	65
Použitý olej		MOBIL DTE15M, ISO VG 46	

Obr. 25 – Tabulka parametrů stroje

# DIPLOMOVÁ PRÁCE

## 10 ALTERNATIVNÍ KONSTRUKCE

V rámci práce byly zvažovány další konstrukční úpravy. Některé zasahující do konstrukce natolik, že vzhledem k využití stroje sice nebudou provedeny, ale při návrhu podobného stroje je možné je vzít v úvahu. Poslouží jako možné hotové řešení nebo jako podklad pro návrh jiného lisu, vyrobeného pro větší univerzálnost nebo zautomatizování. Nejrozumnějších řešení je celá řada a záleží hlavně na použití stroje, aby došlo k jejímu plnému využití. Například u tohoto lisu je možné opatřit stůl pracovní deskou s T-drážkami na upínání, ale to je zbytečné, protože kladkovnice není potřeba při lisování nijak upínat a úprava je tedy neekonomická. V případě, že by na stroji byla lisována ložiska do složitých svařenců, které je potřeba upnout, lze o takovéto úpravě uvažovat.

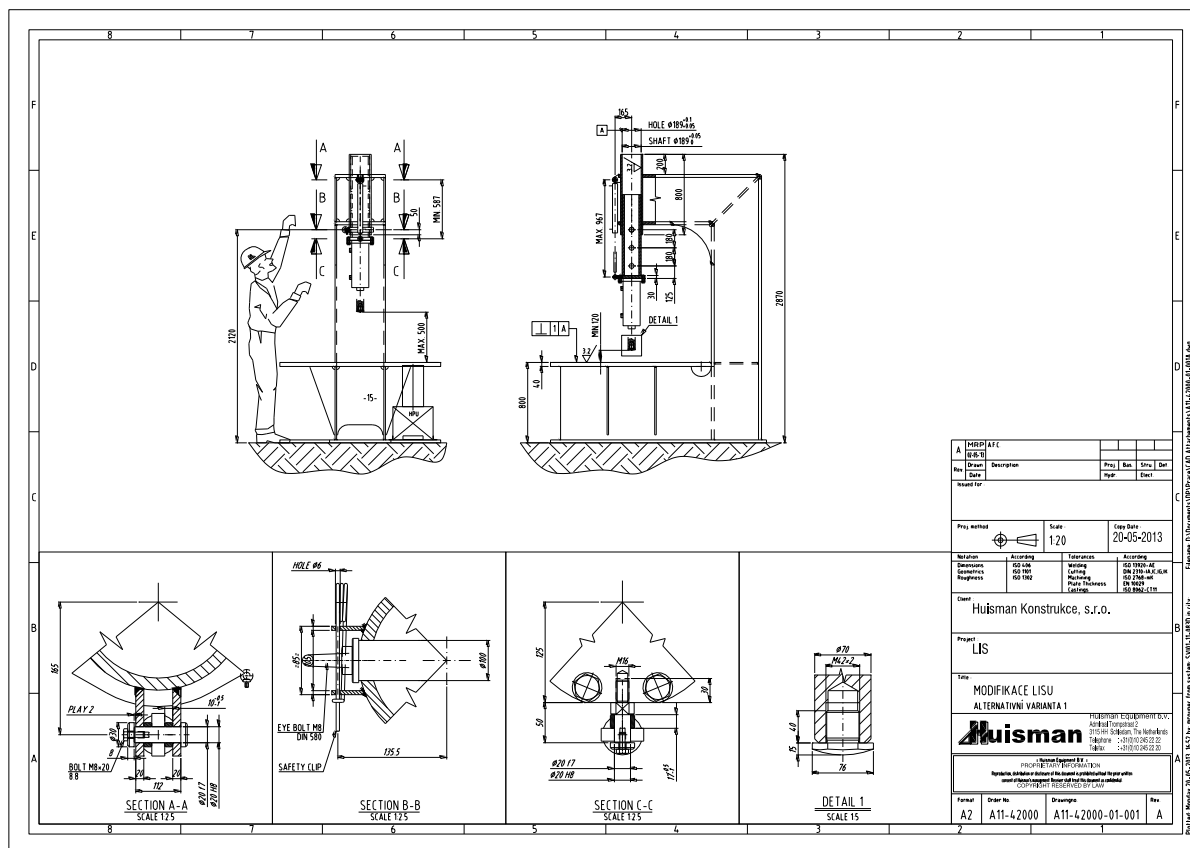
V rámci této práce nebylo přihlíženo k cenovému hledisku změn.

### 10.1 VARIANTA 1

Tato varianta spočívá v úpravě s použitím stejného válce, který byl zakoupen. Z důvodu zjednodušení složitého přestavování tyče je použit druhý hydraulický válec, jdoucí rovnoběžně s vodící trubicí. Tato úprava vyžaduje pouze nová oka a čepy pro válec, alternativně pro lepší využití chodu lze znovu vyrobit stavěcí trubku s roztečí děr 180mm, která lépe pokryje pracovní prostor lisu.

Nevýhodou tohoto řešení je složitější hydraulické schéma, vyžadující zdvojení rozvodů oleje a ovládání.

Další nevýhodou je klopný moment způsobující paralelně umístěný válec, který může způsobit vzpříčení stavěcí trubky ve vedení. Tento problém by odpadl v případě použití dvou válců po obou stranách, tato varianta je ale složitější a dražší.



Obr. 26 – Výkres varianty 1, viz příloha 07

## 10.2 VARIANTA 2

Tato varianta řeší nedostatek předchozího řešení, a to možné vzpříčení stavěcí trubky. Hydraulický válec je umístěn na horní straně rámu a uchycen pouze na jedné straně. Na straně oka je přivázáno lano, které přes kladku jde osou stroje a v trubce je uchyceno za vevařenou tyč. Tím, že síla nyní působí v ose válce, nevzniká žádný klopný moment. Umístěním válce nahoru se uvolní více místa pro obsluhu, ale nedojde k podstatnému zvětšení výšky lisu, takže může být použit i v místnostech s nižšími stropy.

Použitý hydraulický válec je fy HydraulICS, s.r.o., typ: EH 40/25x400.

Průměr válce:  $d_{m1} := 40\text{mm}$

Průměr pístní tyče:  $d_{m2} := 25\text{mm}$

Plocha pístu:  $S_{m1} := \frac{\pi \cdot d_{m1}^2}{4} = 1.257 \times 10^3 \text{mm}^2$

Plocha mezikruží:  $S_{m2} := S_{m1} - \frac{\pi \cdot d_{m2}^2}{4} = 765.763 \text{mm}^2$

Síla v tahu:  $F_{m1} := p \cdot S_{m1} = 12.56 \text{kN}$

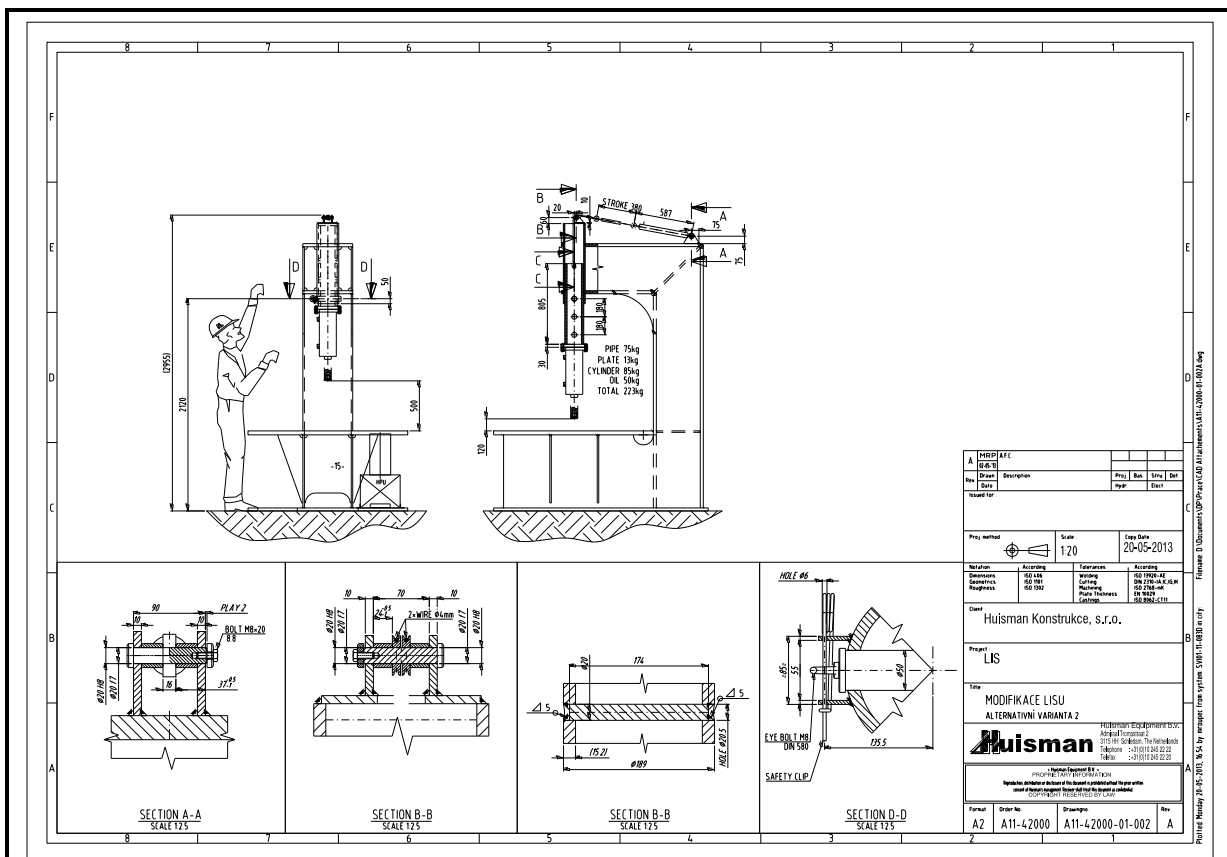
Síla v tlaku:  $F_{m2} := p \cdot S_{m2} = 7.65 \text{kN}$

Při tlaku 10MPa je jeho síla 12kN naprosto dostatečná ke zdvihu stavěcí tyče s hlavním válcem. Přestavování dolů bude probíhat vlastní vahou tyče a válce.

V tomto návrhu je zdvih vykonáván při tlaku kapaliny na mezikruží. Lze taky válec otočit a zvětšit tak efektivní plochu, kdy kapalina bude působit na celý píst. V tomto případě by bylo možné použít i menší válec jiného dodavatele.

Zavěšení na laně by mělo být provedeno alespoň zdvojeně (zavěšení na dvou lanech) z důvodu bezpečnosti při prasknutí jednoho lana.

# DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 27 – Výkres varianty2, viz příloha 08

### 10.3 VARIANTA 3

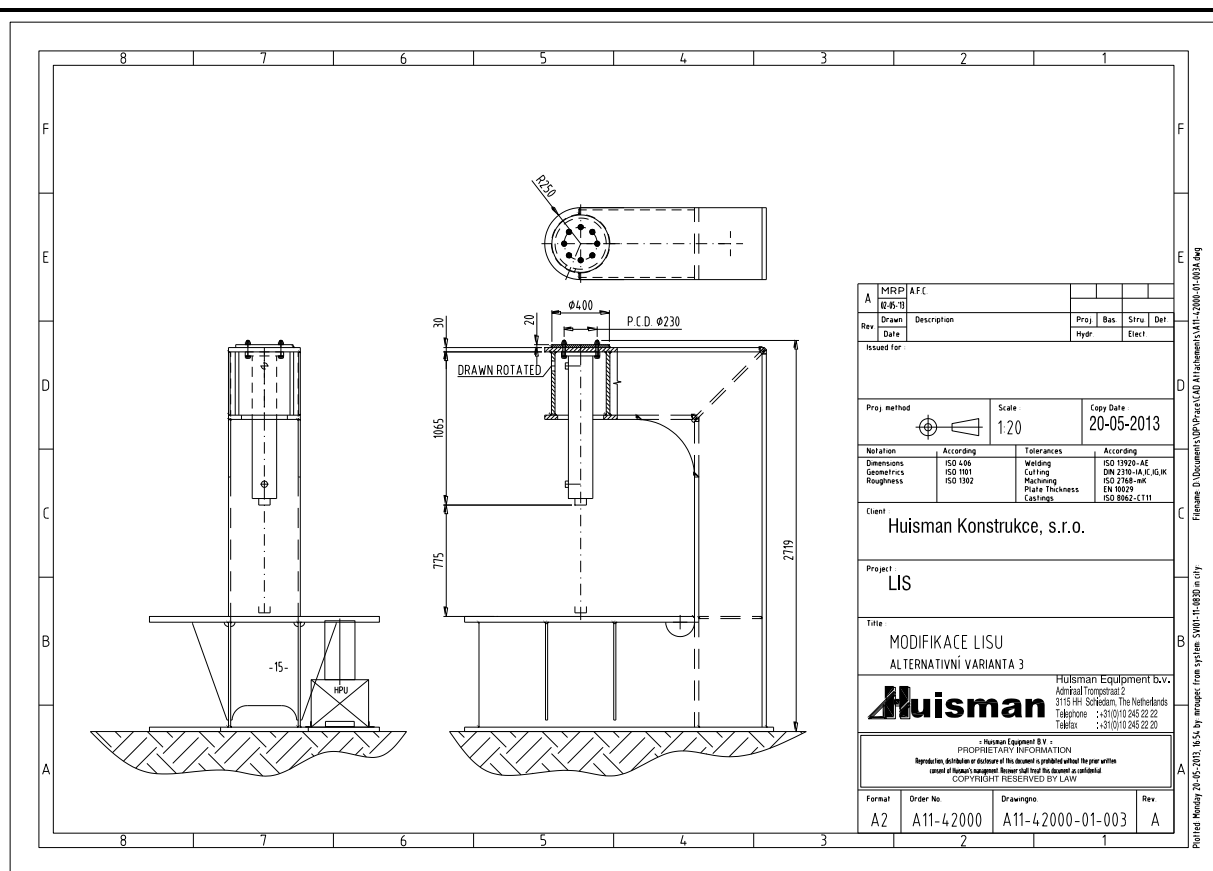
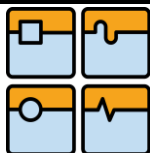
Poslední varianta je konstrukčně nejnáročnější. Původní válec byl nahrazen jiným o stejném vrtání, ale jiné pístní tyči průměru 80mm a delším zdvihu  $z=750\text{mm}$ . Uchycení je provedeno až na horním plechu rámu, takže nepohyblivá část válce je částečně zasunutá uvnitř a nepřekáží tak v pracovním prostoru (je díky tomu větší). Na horní straně pod přírubou válce je ještě z důvodu zpevnění přivařen kruhový plech.

Zdvih 750mm je stále menší než maximální doporučený výrobcem, takže není třeba kontrolovat tyč na vzpěr. Touto konstrukcí odpadá celý složitý systém přestavování.

Hydraulický okruh je pouze jeden a vzhledem k nepohyblivosti válce může být celé vedení provedeno v trubkách.

Tato změna je na stávající konstrukci prakticky neproveditelná, protože jsou podstatně pozměněny hlavní části svařovaného rámu. Tuto variantu lze tedy použít při návrhu nového stroje.





Obr. 28 – Výkres varianty 3, viz příloha 09

#### 10.4 VARIANTA 4

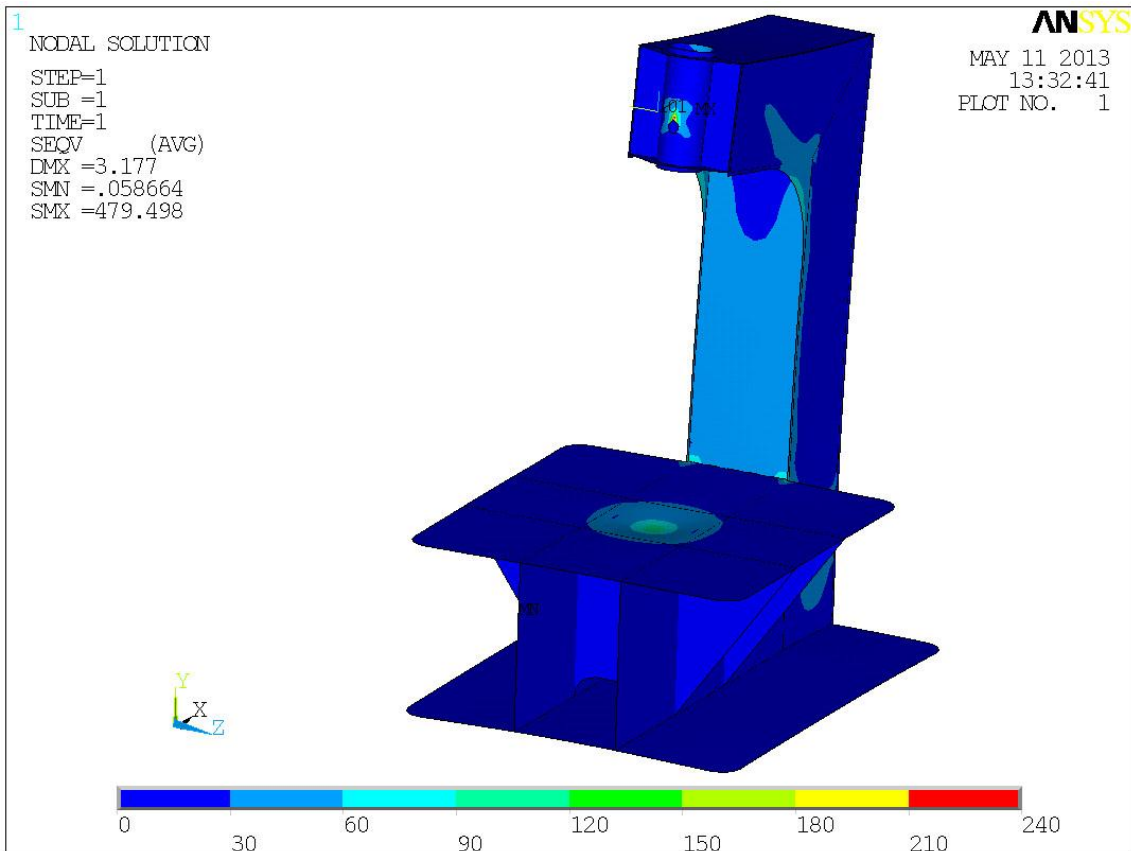
V napojení pracovní desky na rám lisu vznikl lokální napěťový extrém. Pod tímto napojením je hladký obloukový přechod do základny pod pracovní deskou. Bylo otázkou, zda toto napojení na rám není konstrukční chybou vnášející do konstrukce špičku napětí způsobenou ostrým přechodem dvou hrubých plechů. Byl proto vytvořen model bez tohoto napojení a zkušebně zatížen.

Z výsledků lze vidět, že ohybový moment je částečně rozkládán do pracovní desky a částečně do oblouku. V případě nenapojení pracovní desky je celý moment přenášen do oblouku a vzniká zde ještě větší napěťová špička, než způsobuje ostrý přechod v místě napojení pracovní desky. Tato konstrukční alternativa, ač geometricky a výpočtově jednodušší, tedy při daném zatížení stroje, nemá své opodstatnění.

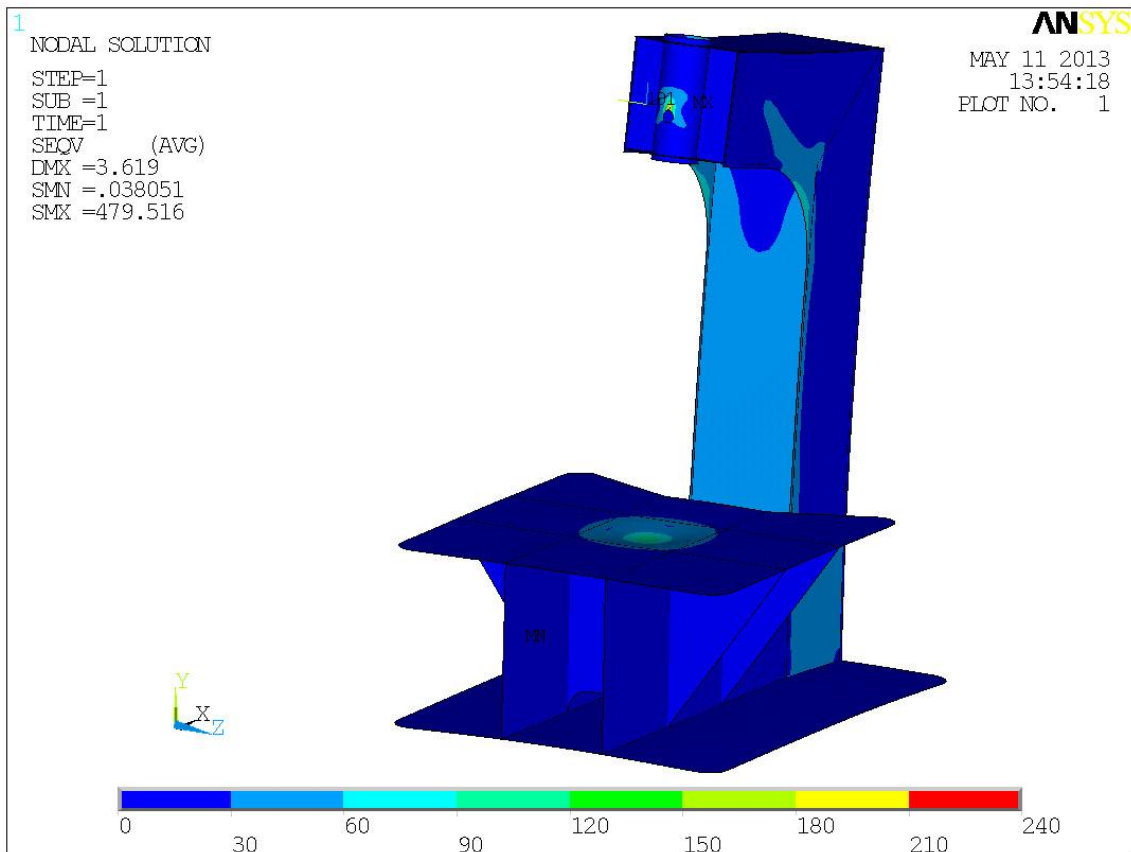
Stejně tak je možné dovybavit stroj dalším příslušenstvím jako je plynulá regulace tlaku (lisovací síly), odměřování polohy pístu, regulace rychlosti posuvu beranu, ochrana pracovního prostoru světelnou závorou.



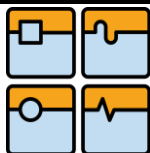
## DIPLOMOVÁ PRÁCE



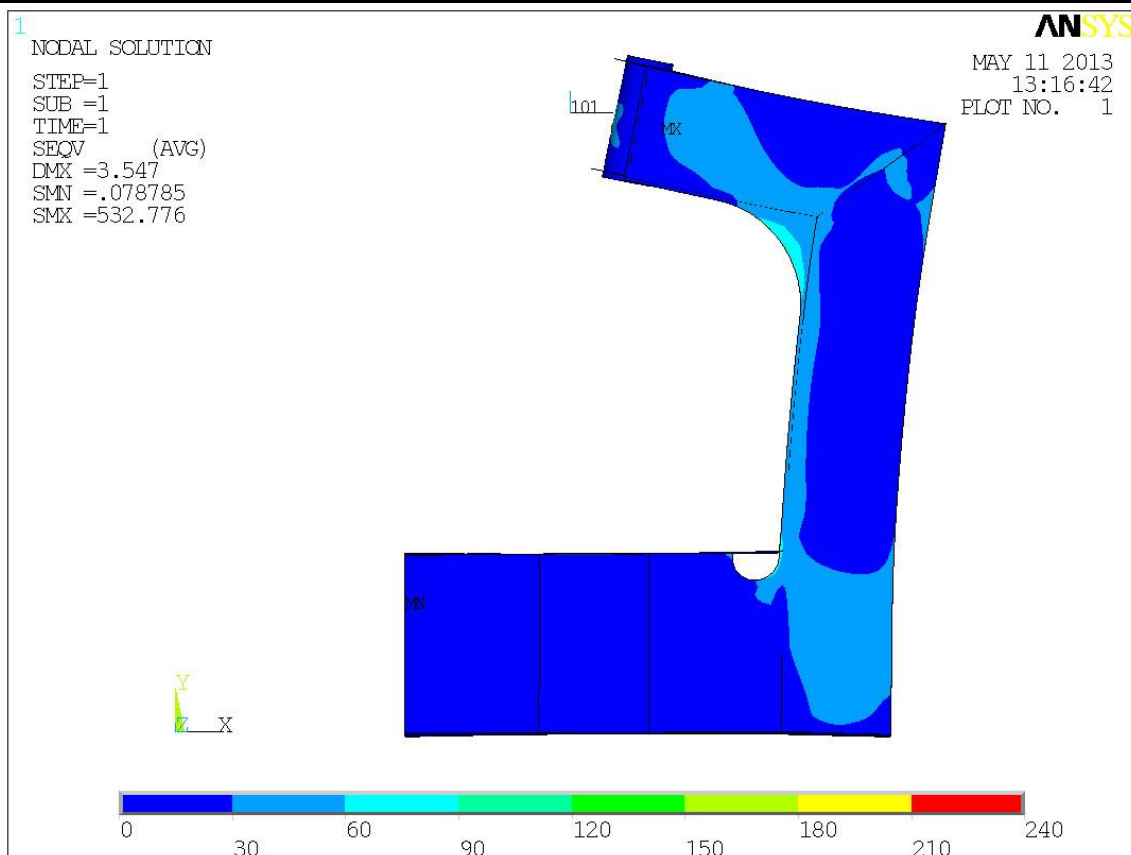
Obr. 29 - Současná geometrie, celkový pohled, 225kN



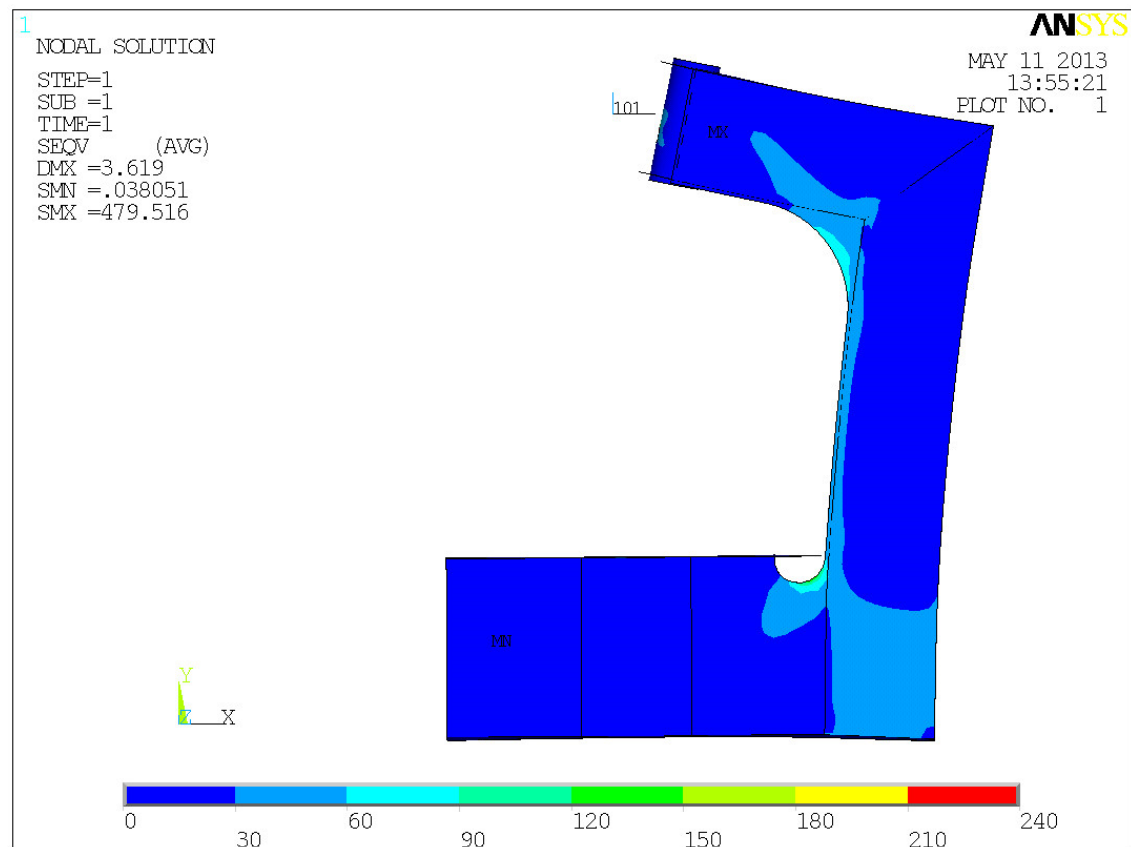
Obr. 30 - Alternativní geometrie, celkový pohled, 225kN



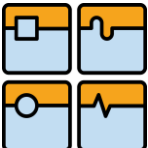
## DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 31 - Současná geometrie, 225kN



Obr. 32 - Alternativní geometrie, 225kN

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 40
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

## 11 ZÁVĚR

Byl zhodnocen současný nevyhovující stav lisu. Bohužel z důvodu nedostupnosti nebyla experimentálně ověřena síla, která je pro lisování potřebná. I tak byla spočtena a navržena co možná nejjednodušší konstrukční varianta úprav, potřebná pro spolehlivé fungování lisu. Rovněž byly zváženy jiné alternativy úprav.

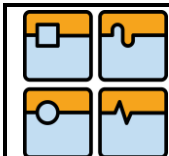
Veškeré součásti stroje byly spočteny na testovací zatížení 1.5x větší než současné jmenovité zatížení, což v budoucnu teoreticky umožňuje ještě zvýšit výkon lisu, například nahrazením současného starého agregátu novým. Vzhledem k variabilitě uchycení trubek tak bude potřeba pouze vyměnit potrubí a hadice, případně pouze dočasně připojit agregát dodávající vyšší tlak.

## 12 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] RUDOLF, B.; KOPECKÝ, M.: *Tvářecí stroje : Základy výpočtů a konstrukce*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1979. 408 s.
- [2] KOLBÁBEK, L.: *Hydraulické lisy současné produkce*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 45 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Blecha, Ph.D.
- [3] TREBUŇA, F.; ŠIMČÁK, F.: *Pružnost, pevnost a plastickost v příkladech*. 1. vyd. Košice: EMILENA, 2005. 451 s. ISBN: 80-8073-277-9
- [4] ZAJÍČEK, M., ADÁMEK, V.: *Tlustostěnné rotačně symetrické válcové nádoby* [online]. Vydáno: 2009, [citováno 2013\_05\_14]. Dostupné z: <[http://www.kme.zcu.cz/kmet/pp2/valcove-nadoby/resene\\_priklady.pdf](http://www.kme.zcu.cz/kmet/pp2/valcove-nadoby/resene_priklady.pdf)>.
- [5] Weber, Robert L.; Manning, Kenneth V.; White, Marsh W. *College Physics-4th Edition*. USA: McGraw-Hill, 1965: 66 s.
- [6] JANÍČEK, Přemysl et al. *Mechanika těles : Pružnost a pevnost I*. 2. vyd. Brno: CERM, 2004. 287 s. ISBN 80-214-2592-X
- [7] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006. 914 s.
- [8] ROMEIJN, Eric.: *Calculation manual*. 6.vyd. [HUISMAN-ITREC internal document]. Vydáno: 30. 6. 2006, [citováno 2013\_05\_14].
- [9] FYZIKA; *Tlak v kapalinách a plynech*. [online] Citováno [2013\_05\_17]. Obrázek ve formátu GIF. Dostupné z <<http://fyzikazuzu.webzdarma.cz/hydraulika.gif>>
- [10] ČSN EN 10025: *Výrobky válcované za tepla z konstrukčních ocelí*. Praha: Český normalizační úřad, 2005.
- [11] Walter Stauffenberg GmbH & Co. KG.: *STAUFF Clamp Heavy Series catalogue*: [online] Citováno [2013\_05\_17]. Dostupné z: <<http://www.stauff.com/fileadmin/Downloads/PDF/STAUFF%20ONE/English/STAUFF%20Clamps/A26-A41%20-%20Clamps%20Heavy%20Series%20-%20EN.pdf>>

### 13 SEZNAM VELIČIN

Průměr válce	$d_p$	[mm]
Plocha válce	$S_p$	[mm <sup>2</sup> ]
Síla válce	$F_p$	[N, kN]
Tlak dodávaný agregátem	$p$	[MPa]
Průměr kladkovnice	$d_k$	[mm]
Šířka domku kladkovnice	$b_k$	[mm]
Styčná plocha ložiska a kladkovnice	$S_k$	[mm <sup>2</sup> ]
Přesah ložiska	$r_k$	[mm]
Tangenciální napětí v nádobě	$\sigma_t$	[MPa]
Radiální napětí v nádobě	$\sigma_r$	[MPa]
Tlak na styčných plochách	$p_n$	[MPa]
Normálová síla	$F_n$	[kN]
Lisovací síla	$F_l$	[kN]
Jmenovitá síla	$F$	[kN]
Délka úseku L1	$L_1$	[mm]
Délka úseku L2	$L_2$	[mm]
Šířka rámu	$b_r$	[mm]
Hloubka rámu	$h_r$	[mm]
Plocha rámu	$S_r$	[mm <sup>2</sup> ]
Kvadratický moment průřezu	$J_{x_r}$	[mm <sup>4</sup> ]
Ohybové napětí v rámu	$\sigma_r$	[MPa]
Průhyb střednice rámu	$w_r$	[mm]
Natočení střednice rámu	$\varphi_r$	[°]
Prodloužení střednice rámu	$\varepsilon_r$	[mm]
Průměr válce	$d_v$	[mm]
Plocha válce	$S_v$	[mm <sup>2</sup> ]
Zdvih	$z$	[mm]
Pracovní síla válce	$F_v$	[kN]
Jmenovitý rozměr svaru	$a$	[mm]
Délka svaru	$l_s$	[mm <sup>2</sup> ]
Zkušební síla	$F_s$	[kN]
Převodní součinitel materiálu St52-3N	$\alpha_s$	[-]
Mez kluzu materiálu	$Re_s$	[MPa]
Normálové napětí ve svaru	$\sigma_s$	[MPa]
Smykové napětí ve svaru	$\tau_s$	[MPa]
Dovolené napětí svaru	$\sigma_{dov_s}$	[MPa]
Součinitel bezpečnosti svaru	$n$	[-]
Délka	$l_{cx}$	[mm]
Síla na čep	$F_c$	[mm]
Průměr čepu	$d_c$	[mm]
Ohybový moment na čepu	$M_{o_c}$	[kNm]
Kvadratický moment průřezu	$I_{x_c}$	[mm <sup>4</sup> ]
Mez kluzu čepu	$Re_c$	[MPa]
Napětí v čepu	$\sigma_{o_c}$	[MPa]
Součinitel bezpečnosti čepu	$k_c$	[-]
Šířka trubky	$b_c$	[mm]
Kontaktní napětí	$\sigma_k$	[MPa]
Agregátem dodávaný objem	$Q_v$	[l/min]
Rychlost pohybu válce	$v$	[mm/s]
Průměr válce	$d_m$	[mm]
Plocha válce	$S_m$	[mm <sup>2</sup> ]
Maximální síla válce	$F_m$	[kN]



## DIPLOMOVÁ PRÁCE

Modul pružnosti oceli v tahu	$E = 210$	[GPa]
Poissonovo číslo	$\mu = 0.3$	[-]
Ludolfovo číslo	$\pi = 3.1416$	[-]
Součinitel statického tření	$\eta = 0.15$	[-]

## 14 SEZNAM PŘÍLOH

---

[01]	Výkres „SESTAVA“	A12-42000-00-000A
[02]	Výkres „E/H ROZVODY“	A12-42000-00-001A
[03]	Výkres „UPRAVOVANÉ POLOŽKY“	A12-42000-00-002A
[04]	Výkres „VYRÁBĚNÉ POLOŽKY“	A12-42000-00-004A
[05]	Výkres „HYDRAULICKÝ VÁLEC“	A12-42000-00-007A
[06]	Výkres „HYDRAULICKÉ SCHÉMA“	A12-42000-00-008A
[07]	Výkres „ALTERNATIVNÍ VARIANTA 1“	A12-42000-01-001A
[08]	Výkres „ALTERNATIVNÍ VARIANTA 2“	A12-42000-01-002A
[09]	Výkres „ALTERNATIVNÍ VARIANTA 3“	A12-42000-01-003A
[10]	Výkres „BEARING“	A10-46000-32-14B
[11]	Tabulka pro volbu hydraulického potrubí	
[12]	Model lisu v programu ANSYS	